

Title	電力系統の緊急時制御に関する研究(Dissertation_全文)
Author(s)	谷口, 治人
Citation	Kyoto University (京都大学)
Issue Date	1994-03-23
URL	http://dx.doi.org/10.11501/3094408
Right	
Type	Thesis or Dissertation
Textversion	author

電力系統の緊急時制御に 関する研究

平成5年11月

谷 口 治 人

電力系統の緊急時制御に 関する研究

平成5年11月

谷口 治 人

内容梗概

国民生活の高度化とともに、電力への依存度は今後とも益々高まっていくと推定されており、大規模な停電は極力避けなければならない。しかしながら、設備そのものをどのような事故にも耐えうるよう構築することは、経済性と信頼性の総合的な観点からは、過剰な設備とならざるを得ない。このため、極めてまれな重大事故につながる恐れのある事故に対しては、電力系統の運用・制御面でこれをカバーしている。この場合の制御を電力系統の緊急時制御と呼んでいる。

緊急時制御が対象とする、雷などの事故に起因して重大事故への進展の恐れのある要因としては、1) 安定度の崩壊、2) 周波数の異常、3) 電圧の異常、4) 機器や設備の過負荷、の4種類が考えられる。いずれの場合にも平常時に比べ緊急時には大きな擾乱が対象となるため、電気的特性のみならず、原動機すなわちプラントの特性が特に重要である。しかし、プラントの特性は、プラント単体として経済性や制御性、安全性などを考慮して最適化されたものではあるが、その特性が電力系統へ与える影響は明確ではない。たとえば、揚水運転時のプラント特性はこれまで無視されてきたが、実際は安定度に大きな影響を与える。また、2) 項の周波数に関係した緊急状態では、系統が分離されて需給のアンバランス量が大幅となり周波数変動が大きくなるような状態であり、プラントの特性を無視できないが、これまで極めて簡略的に取り扱われてきたにすぎない。

このため、第1章にて本研究の背景と目的について述べるとともに、第2、3章では、わが国の主要な電源である火力プラントにつき、緊急時制御の検討に要求されるプラントモデルを開発・検証した。次に、第4章においては、プラント特性を考慮して周波数の異常を防ぐための制御方式を提案した。すなわち、

- (1) 発電機の出力を直接制御するガバナは、周波数の急激な上昇時に動作し電源出力に大きな影響を与える。このため、これまで考慮されていなかったガバナの緊急時動作機構を含めた詳細なモデルを開発・検証した。これにより、周波数が急激に変動するような電力系統の緊急状態においても、十分な精度で電源の出力応動特性を模擬できることとなった。
- (2) プラントの制御系がガバナの設定値を制御していること、ならびにプラント側の応動が特に貫流プラントでは速いものとなっていることから、擾乱後10秒間程度以下の短時間であっても発電機の出力応動にプラント特性が影響を与える。このため、火力貫流プラントならびにドラム方式のプラントについて、運転員の操作が期待しにくい1分間程度までの長時間にわたりその動特性を模擬できるモデルを開発・検証し、標準的な定数を設定した。
- (3) 系統分離などによる大幅な需給アンバランスに伴う周波数変動やプラント変動状況を、開発した火力プラントモデルを用いて解析し、分離系統の安定運転可能範囲を明らかにした。この範囲は、ガバナの種類によってその範囲が大きく変わることの特徴がある。
- (4) 大幅な需給アンバランス時の緊急時制御としては、適切な量の電源あるいは負荷を遮断して周波数の安定化を図ることとなるが、事故に伴う電圧低下による負荷の脱落などの不確定性のため、適切な遮断量の算定が困難となる。このため、これらの制御を2段に分け、最初の制御後の周波数変動状況を見ながら必要に応じた遮断量を算定する補正制御方式を提案し、その有効性をシミュレーションにより検証した。

系統が分離された後、上述の緊急時制御などにより分離系統の周波数が安定化されたとしても、分離系統を本系統に早期に並列することが、電力系統の信頼性を確保するためには必要である。発電機そのものを並列する場合の

条件については、これまでその電磁機械的な面から検討されてきた。しかし、系統同士を並列する場合（系統間並列）には、電磁機械的な面に加えて、周波数の変動を考慮したプラントの安定運転性の検討も重要となる。

このため、第5章において、系統間並列現象をプラントの特性を含めて検討できるよう、開発した上記モデルを組み込んだシミュレーション手法を開発し、検証するとともに、系統間並列時の制約要因を明らかにした。すなわち、

- (5) 無負荷の発電機を系統に並列する発電機起動時の並列と異なり、負荷を持った状態での系統間並列時の同期機の電磁機械的な耐量面について検討し、通常の系統間並列条件である、位相差 ± 30 度以内、電圧差 $\pm 10\%$ 以内では、3相突発短絡時に比べて十分余裕があり、特に考慮する必要がないことを明らかにした。
- (6) 上記結果より、系統間並列時の考慮要因としては、プラントの安定運転性や安定度が重要となるため、安定度解析を主とした解析手法を基に、これらの解析が可能となる多機系統を対象とした系統間並列現象シミュレーション手法を開発し、回転型の発電機を有する交・直流電力系統シミュレータにて検証した。
- (7) 実際の電力系統を想定したシミュレーション解析により、脱調や電圧変動などの電氣的現象面よりは、並列時の周波数差に由来するプラント面からの制約が厳しくなることを明らかにした。また、プラントの運転状態を考慮した系統間並列時の一般的な制約要因と指針を明らかにした。

原子力発電所とともに開発されてきた揚水発電所は、比較的遠方に位置することから、特に揚水運転時に緊急時制御が対象とする1)項の安定度が問題となることが多い。その際、長い水路系を有する大容量機では、水路系の振動周期が電力系統の動揺周期と重なることがあるため、その相互作用を無視できないが、これまでは揚水運転時のプラント特性は全く考慮されていない。

このため、第6章では、安定度解析のための揚水発電所モデルを開発・検証し、以下を明らかにした。すなわち、

- (8) 水の圧縮性などまで考慮した弾性理論に基づく水路系近似モデルを導出し、ポンプ水車完全特性モデルと組み合わせで大規模揚水発電所モデルを開発し、実機試験結果と比較・検証した。
- (9) 開発モデルを用い、従来モデルでは不可能であった揚水運転時の安定度への影響を評価し、水路が長い場合の制動特性が系統の動揺周期によって大幅に異なることを明らかにした。また、解析に当たってのモデルの詳細さの程度について指針を与えた。

以上の成果により、これまで不明確であった、電力系統の緊急状態でプラントの特性を明らかにするとともに、プラント特性が特に重要となる周波数異常時の制御、ならびに系統間並列時の制約要因と指針を示すことができた。また、同じく揚水発電所のプラント特性が安定度与える影響も明らかにした。これらの成果が活用され、電力系統の緊急時制御が一層高度化され、経済的で信頼性の高い電力系統の構築に役立てれば幸いである。

目 次

第1章 序 論	7
第2章 火力プラントのガバナモデルの開発	10
2. 1 ガバナの分類	10
2. 2 シングルガバナの各部特性	14
2. 2. 1 サーボモータ特性(その1)	14
2. 2. 2 サーボモータ特性(その2)	14
2. 2. 3 ダッシュポット特性	17
2. 2. 4 スピードリレー特性	19
2. 2. 5 C V開度特性	19
2. 2. 6 I C V開度特性	20
2. 3 シングルガバナ特性	20
2. 3. 1 シングルガバナモデル	20
2. 3. 2 負荷遮断時の応動と検証	22
2. 4 ダブルガバナ特性	22
2. 4. 1 ダブルガバナモデル	22
2. 4. 2 負荷遮断時の応動と検証	24
2. 5 E H C特性	24
2. 6 まとめ	26
付録2. 1 サーボモータ特性(その1)の導出	27
付録2. 2 サーボモータ特性(その2)の導出	27
第3章 火力プラントモデルの開発	28
3. 1 貫流プラントモデル	28
3. 1. 1 貫流プラントモデルの概要	28
3. 1. 2 蒸気流量・圧力モデル	29
3. 1. 3 プラント制御系モデル	31
3. 2 ドラムプラントモデル	33
3. 2. 1 蒸気流量・圧力モデル	33
3. 2. 2 プラント制御系モデル	36
3. 3 標準定数の設定	37
3. 3. 1 貫流プラントモデルの標準定数の設定	37
3. 3. 2 ドラムプラントモデルの標準定数の設定	41
3. 4 火力プラントを考慮した電力系統動特性解析例	42
3. 5 まとめ	44
付録3. 1 (3. 1)式の導出	45

付録 3. 2 (3. 3) 式の導出	46
付録 3. 3 火力プラント定数算定に当たっての若干の仮定の導入	47
付録 3. 4 蒸気圧力・流量モデルの定数算定結果(貫流プラント)	49
付録 3. 5 蒸気圧力・流量モデルの定数算定結果(ドラムプラント)	50
付録 3. 6 火力プラントを考慮した電力系統動特性解析例の解析条件	51
 第 4 章 大幅な需給アンバランス時の周波数安定化制御方式の開発	52
4. 1 電源不足時の火力プラント応動	52
4. 1. 1 周波数低下時の火力プラント応動	53
4. 1. 2 A (A P C) 方式プラントの周波数低下時の応動	55
4. 1. 3 B (D E B) 方式プラントの周波数低下時の応動	57
4. 1. 4 ドラムボイラ (ボイラ追従方式) プラントの周波数低下時の応動	59
4. 1. 5 火力従来形モデルの応動との比較	59
4. 1. 6 電源不足時の周波数変動とプラント応動	59
4. 2 電源過剰時の火力プラント応動	63
4. 2. 1 周波数上昇時の火力プラント応動	63
4. 2. 2 電源過剰時の周波数変動とプラント応動	64
4. 2. 3 簡易系統モデルによる解析に関する考察	69
4. 3 周波数安定化制御方式の提案と検証	70
4. 3. 1 周波数上昇最大値と制御誤差	70
4. 3. 2 周波数安定化制御方式の提案	71
4. 3. 3 シミュレーション解析による提案方式の検証	74
4. 3. 4 周波数安定化制御の制御誤差に関する考察	79
4. 3. 5 周波数安定化制御に関するまとめ	80
4. 4 まとめ	81
付録 4. 1 電源不足時の周波数変動とプラント応動解析の想定条件	82
 第 5 章 系統間並列時の制約要因の解明	83
5. 1 系統間並列時の発電機に関する制約要因	83
5. 1. 1 系統間並列時の制約要因	83
5. 1. 2 系統間並列時の電磁トルクと電機子電流	84
5. 1. 3 軸慣れトルク	85
5. 1. 4 発電機の界磁電流変動	86
5. 1. 5 電圧差の影響	86
5. 2 系統間並列シミュレーション手法の開発	87
5. 2. 1 交流分トルクと平均分トルク	87
5. 2. 2 解析モデルの表現	87
5. 2. 3 詳細シミュレーション手法との比較による検証	89

5. 3 交・直流電力系統シミュレータ試験による検証	92
5. 3. 1 試験条件	92
5. 3. 2 並列後の状態	93
5. 3. 3 一機無限大系統への並列	94
5. 3. 4 二機無限大系統への並列	97
5. 4 系統間並列時の制限要因	98
5. 4. 1 多機系統での系統間並列シミュレーション解析	98
5. 4. 2 系統間並列時の制限要因	104
5. 5 まとめ	107
付録 5. 1 第 5. 2 表の各式の導出	109
付録 5. 2 界磁電流変動の零点通過	111
付録 5. 3 逆相耐量の検討	112
付録 5. 4 5. 2 節の計算に用いた定数	113
 第 6 章 安定度解析のための揚水発電所モデルの開発	114
6. 1 水路系モデル	114
6. 1. 1 弾性理論による基本式	114
6. 1. 2 近似解法の導入	115
6. 1. 3 水撃作用による振動	115
6. 1. 4 揚水発電所モデル	116
6. 1. 5 実験試験結果との比較による検証	118
6. 2 電力系統動特性との相互作用	118
6. 2. 1 線形化モデルの導出	118
6. 2. 2 モデル間の比較	120
6. 2. 3 電力系統の制動に与える影響	122
6. 2. 4 電力系統シミュレーションによる検討	124
6. 3 まとめ	127
 第 7 章 結 論	128
 参考文献	130
 略語および用語一覧	135

第1章 序 論

国民生活の高度化とともに、電力への依存度が益々高まっていく中で、電網や輸送設備などの立地の困難さから、電力の安定供給を維持、向上させていくことは、従来より一層厳しいものとなっていくことが予想される。

安定供給の立場からは、量の確保は勿論のことであるが、その質、すなわち、停電のより少ない良質の電気を供給することが要請される。電力系統は、これまで人類が構築してきたシステムの中でも最大規模のシステムであり、雷などの自然災害や、思わぬ事態に対しても経済性の許す範囲で充分な対策が講じられてきており、わが国では年々供給支障（停電）の発生率は減少の傾向にある。

供給支障を伴う超高圧系統での事故では、雷に起因する事故がほとんどである。しかしながら、設備そのものをどのような雷事故などにも耐えうるよう構築することは、総合的な効率面から考えると、過剰な設備とならざるを得ない。このため、極めてまれな重大事故につながる恐れのある雷事故などに対しては、電力系統の運用・制御面でこれをカバーしている。この場合の制御を電力系統の緊急時制御と呼んでいる¹⁾。

緊急時制御システムを構築するためには、緊急時の電力系統の振る舞いを十分に把握しておくことが重要である。このためには、電力系統を構成する機器、すなわち、発電機やその制御系、送変電系統、負荷などを数学モデルで表現したシミュレーションが実行されている。これら電力系統の主要構成機器の中で、発電機や送変電系統については古くから研究されてきており、現在では、緊急時制御に用いられるモデルとしてはほぼ完成されたものといえる^{2)~4)}。また、発電機の電圧を制御する励磁制御系についても、現在ではほぼ発電機などと同様の状況にある⁵⁾。ただし、その制御の方法やパラメータをどのように設定するかについては、現在でも多くの研究がなされている^{6)~10)}。

しかしながら、発電機の出力に直接影響する、タービン制御系（ガバナ）やプラントの特性を表現するモデルについては、いまだ充分とは言えない状況にある。すなわち、発電機の大容量化に伴って相対的に発電機・タービン系の慣性が小さくなり、発電機遮断時などの過渡度を抑制する必要性から、周波数の急激な上昇を検出して急速に弁を閉じさせる緊急時動作機構が付加され、ガバナの応答は早かつ鋭敏になってきた。このため、従来に比べてガバナ動作が電力系統の動特性や制御へ与える影響が大きくなってきている。また一方で、近年の緊急時制御が信頼度のより一層の向上を目指して、計算機などの進歩をシースとし、従来の制御に比べきめ細かい制御、ならびに、数十秒にわたる比較的長時間の現象を考慮した制御が要請されるようになってきている。これらの要請に対応した解析モデルや定数・特性については、一部調査はなされている^{11)~14)}。ものの、緊急時制御に適用するには周波数変動に対する鋭敏さやプラント特性について不十分な状態にある。

一方、負荷の表現については、従来、測定データが少ないことから非常に簡単なモデルが用いられてきたが¹⁵⁾、近年積極的にデータが蓄積されつつあり、新しいモデルとデータが提案されている^{16)~18)}。また、極めて短時間であっても電圧が低下（瞬時電圧低下）すれば、負荷が自ら脱落していく特性（負荷脱落特性）^{19)~21)}も電力系統の制御に当たっては重要なものとなる。

さて、電力系統の安定性が崩壊し、供給支障に結びつくような要因としては、雷などの事故に起因して以下の4種類が考えられる²²⁾。

1) 安定度の崩壊

電力系統内の発電機はそのほとんどが同期機であり、これらの同期が保てなくなると、電力系統は崩壊し、停電に至る。

2) 周波数の異常

電力系統が分離したり、発電機（群）や負荷（群）の脱落により、有効電力の需給のアンバランスが生じ、電力系統の周波数がその定格運転状態から大きくずれると、発電機が次々にトリップし大規模な停電に至る。

3) 電圧の異常¹¹⁾

負荷の急増や送電線のトリップなどに伴い、主に無効電力が不足し、電圧が異常に低下する。

4) 機器や設備の過負荷

発電機や送電線・変圧器などに熱容量以上の電流が継続して流れると、機器はトリップし、これにより連鎖的に事故が拡大する。

これらの現象を発生させないよう、また発生したとしてもその影響範囲を極限するために、電力系統の計画段階から運用段階にわたって様々な対策が講じられている¹¹⁾。これら対策の内、電気的現象に直接関係した対策は、先に述べたようにそのシミュレーションモデルは完成されたものとなり、精度もほぼ満足できる程度に達している状況にあるため、きめ細かい制御が可能となっている^{11) 11-11)}。これに対し、プラントの特性が対策を検討する場合に主要な要因となるような場合、たとえば周波数の異常を防止する緊急時制御などにおいては、プラント特性が不明確なままでは、制御の論理そのものが単純かつ余裕を見込みすぎたものにならざるを得ない。

このため、まず電力系統の緊急時制御の検討に必要となる、ガバナの緊急時動作機構を含めた詳細なガバナモデルと、プラントの蒸気や圧力およびその制御系を含めたプラントモデルの新たな開発が必要である。系統分離などによる周波数異常の防止のための緊急時制御方式についても、これらプラントの特性や、先に述べた負荷脱落などによる不確定要因を考慮した方式が望まれる。

系統が分離された後、上述の緊急時制御などにより分離系統の周波数が安定化されたとしても、分離系統を本系統に早期に並列することが、電力系統の信頼性を確保するためには必要である。発電機そのものを並列する場合の条件については、これまでその電機機械的な面から検討されてきた。しかし、系統同士を並列する場合（系統間並列）には、これに加えて、周波数の変動を考慮したプラントの安定運転性の検討も重要となる。このため、プラントの特性を含めた系統間並列時の制約要因を明らかにする必要がある。

一方、原子力発電所とともに開発されてきた揚水発電所は、比較的遠方に位置することから、特に揚水運転時に緊急時制御が対象とする1) 項の安定度が問題となることが多い。その際、500mを越えるような長い水路系を有する大容量機では、水路系の振動周期が電力系統の動揺周期と重なることがあるためその相互作用を無視できないが、これまでは揚水運転時のプラント特性は全く考慮されていない。このため、安定度解析のための揚水発電所モデルの開発と、揚水発電所が安定度や周波数変動に与える影響を明らかにする必要がある。

本論文では、上記の要請に対応して、以下の各章にて、わが国の主要な電源である火力プラントにつき、緊急時制御に要求されるプラントモデルを開発・検証する。次に、これを用いて系統分離などによる周波数の異常を防ぐための制御方式を提案・検証する。また、緊急状態を早期に解消し信頼性を回復されるために実施される、系統間並列時の制約条件を明らかにする。さらに、プラント特性が安定度へ大きな影響を与える揚水発電所のモデルを開発・検証し、その影響を明らかにする。

各章の概要は以下の通りである。

第2章：火力プラントのガバナモデルの開発

わが国の電力系統の主要な電源である火力プラントにおいては、周波数変動による発電機出力変化はまずガバナによって制御される。ガバナには、周波数の急激な上昇を検出して急速かつ大幅にその出力を制御する緊急時動作機構が付加され、電力系統の緊急時制御を検討するに当たって不可欠な動作となるため、これを含めた詳細なガバナモデルを開発し、その動作特性について実験の試験結果と比較検証する。

第3章：火力プラントモデルの開発

電力系統の緊急状態時には、擾乱後5～10秒間の短時間領域では、発電機出力はまずガバナによって制御される。しかし、その後の火力プラントの応動は、プラントやその制御系の応動に支配される。これは、プラントの制御系がガバナの設定値を制御していること、ならびにプラント側の応動が特に貫流プラントでは従来に比べ違いものとなっているためであり、緊急時制御の検討に当たってはその特性も重要なものとなる。

このため、火力貫流プラントならびにドラム方式のプラントについて、人間の対応が期待しにくい1分間程度までの長時間にわたりその動特性を模擬できるモデルを開発・検証し、標準的な定数を設定する。

第4章：大規模高給アンバランス時の周波数安定化制御方式の開発

わが国は放射状系統が多く、2回線事故の場合には系統が分離され易い。重潮流線路の分離では、分離された系統の高給アンバランス量が大きくなり、周波数の過大な上昇あるいは低下を招き、大規模な停電に至ることも考えられる。

このため、第2、3章で開発した火力プラントモデルを用い、電源が過剰となった場合や電源不足となった場合のプラント応動の特徴、ならびに安定な運用範囲について検討する。

また、このような場合の緊急時制御としては、適切な量の電源あるいは負荷を遮断することとなるが、事故に伴う電圧低下による負荷の脱落などの不確実性のため、適切な遮断量の算定が困難となる。このため、これらの制御を2段に分け、最初の制御後の周波数変動状況を見ながら必要に応じた遮断量を算定する補正制御論理を開発する。

第5章：系統間並列時の制約要因の解明

第4章での論理などにより系統分離された系統が生き残ったとしても、その後の信頼性を考えれば早期に連系を回復する必要がある。また、大規模な停電の復旧過程においても、復旧時間の短縮を図るためには、復旧可能な系統からそれぞれ復旧を開始し、順次これらの系統を並列していく方法が考えられる。このように、系統同士を並列する場合には、お互いの系統間に周波数や電圧あるいは電圧位相の差が存在した状態で並列することとなるため、その許容条件を明らかにしておく必要がある。

このため、発電機に与える系統間並列の電磁機械的な影響について考察する。また、多数の発電機から構成される系統間の並列現象を解析できるシミュレーション手法を開発し、回転型の発電機を有する交・直流電力系統シミュレータでの試験との比較により検証する。

次に、実際の電力系統を想定した多機系統の系統間並列をシミュレーション解析し、プラントの応動によって制約される系統間並列時の制約要因を明らかにする。

第6章：安定度解析のための揚水発電所モデルの開発

原子力発電所の開発とともに開発されてきた揚水発電所は、その容量が大規模であること、比較的遠方に位置することなどから、安定度や緊急時の周波数変動にも大きな影響を与える。このため、ポンプ水車や水路系の詳細なモデルを開発し、電力系統の動特性に与える影響について検討する。

第2章 火力プラントのガバナモデルの開発

電力系統の信頼度を維持・向上させるためには、重大な事故が発生したとしても大規模な停電に至らせないよう制御する緊急時制御が不可欠である。緊急時制御の中でも、周波数の崩壊を防止する制御においては、プラントの特性を十分に把握しておくことが重要である。

一方、わが国の主要な電源である火力プラントは、その大容量化に伴い貫流方式が導入され、周波数変動などに対する応動がそれまでのドラム方式のボイラに比べて鋭敏となっている。この鋭敏さは、プラントの単位出力に対する保水量や蒸気量の低下にもよるが、蒸気流量を直接制御し発電機出力を制御するガバナ（governor、调速機）が鋭敏になっていることも一因である。近年のガバナは、発電機・タービンの単位慣性定数の低下に伴い、発電機負荷遮断時の回転数上昇を抑制するために、回転数変化の微分的変化や発電機出力などの急変によって動作する緊急時動作機構を備えており、急激かつ大幅に出力を変化させる場合が多い。

このように、需給アンバランスが大きく周波数変動が大きくなる場合には、時間的に速い領域でまずガバナの応動が発電機出力を支配し、その後プラント応動の影響が支配的となっていく。このため、ガバナの応動を緊急時動作機構の応動も含めて正確に表現したモデルとその特性を把握しておくことが、緊急時制御を計画・運用する上では必要である。しかし、これまでのガバナモデル^{1) 1)}では特に機械油圧式ガバナの緊急時動作機構などのモデルが十分でなく、新たな開発が必要である。

本章では、主に機械油圧方式のガバナについて、電力系統の緊急時制御に必要なモデルを開発し、発電機負荷遮断試験結果との比較により検証する。なお、電子油圧方式のガバナはそのほとんどが電子回路で構成されているため、モデル化は容易であることから、本章ではその油圧機構のみについて述べる。

2. 1 ガバナの分類

ガバナはその制御機構によって、機械油圧式ガバナ（Mechanical Hydraulic Governor: M H G、又はMechanical Hydraulic Controller: M H C、以降M H Cと略す）と電子油圧式ガバナ（Electro-Hydraulic Governor: E H G又はE H C、以降E H Cと略す）に大きく分類される。M H Cはスピード検出から加減弁（Control Valve、以降はC Vと略す）やインターセプト弁（Intercept Valve、以降はI C Vと略す）の制御までを機械あるいは油圧のみを用いて行う方式であり、E H Cはスピード検出からC VやI C Vの制御弁のサーボモータの制御までを電子回路で置き換えた方式である。またM H Cは、力の伝達機構としてリンク機構を用いるG E系のガバナと、回転数の検出を含めてすべてを油圧で制御するW H系のガバナがある。

火力発電所の初期の頃は、非再熱方式プラントが採用されていたのに対応して、ガバナもC Vのみを制御するM H Cが設けられていた。再熱方式が採り入れられると、蒸気の蓄積量の大きい再熱器出口、すなわち中低圧タービンの入口にI C Vが追加された。I C Vを制御する方式としては、C Vを制御するスピードリレーによってI C Vも制御するシングルガバナの方式と、I C V用のスピードリレーを別に設けたダブルガバナの方式が現れた。シングルガバナ方式は主としてタンデムコンパウンド方式に、ダブルガバナ方式はクロスコンパウンド方式に用いられている。

プラント容量が大きくなるにつれて、蒸気の高圧、高温化が進み、また発電機冷却技術等の進歩によって、発電機・タービン系の単位慣性定数は減少してきた。さらに各弁からタービンまでの蒸気配管も大きく長くなりタービン出力に対する制御の遅れも大きくなる傾向となった。このため、それまでの方式では発電機の負荷遮断時の速度上昇を十分に抑制することが困難となり、速度上昇の加速度に対応して動作する加速リレーが導入された。ま

た、発電機負荷すなわち発電機電氣出力あるいは電機子電流を直接入力とし、主としてICVを急閉させるPLUR (Power Load Unbalance Relay、ロードセンシングリレーと呼ばれる場合もある) が働えられる場合もある。

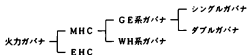
さらに大容量となり、プラント制御も計算機で行われるようになると、制御油圧を高圧化したEHC (MHCでは14~16kg/cm²、EHCでは100kg/cm²以上) が開発されてきた。

以上の推移はGE系ガバナの流れであるが、WH系のガバナも大容量化に伴って、過速度リレー、加速度リレーが働えられ、PLURも加えられてきた。WH系MHCの場合、GE系のガバナとの大きな違いは、CVとICVの制御油が同一となっているため、上記リレーの動作で、CVとICVの両者が同時に制御されることである。

以上をまとめて、火力プラントのガバナを大きく分類して示せば第2.1図¹⁾のようになる。本章ではこの中で最もモデル化が複雑なシングルガバナとダブルガバナのモデルを開発・検証し、EHCについても触れる。

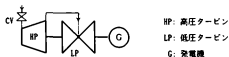
また、ガバナと密接な関係にあるタービン方式の概要を第2.2図に、MHCの代表的な形式を第2.3図に示す。ガバナでは、第2.3図に示すように一次スピードリレー部において、発電機の出力を設定するための負荷設定あるいは負荷制限が加えられ、その設定値を回転数に応じて修正する形となっている。この負荷設定と負荷制限の大小関係により、ガバナの静的な回転数変化に対する応答が定まる。負荷設定が負荷制限より小さい場合は、ガバナフリー (GF) 運転と呼ばれ、回転数の上昇 (下降) に対してCVの開度すなわち発電機出力が調定率に従って減少 (増加) する。しかし、発電機出力の増加は負荷制限によって制限される。一方、負荷設定が負荷制限より大きい場合は、発電機出力は負荷制限によって定まり微小な回転数変化には発電機出力は影響されないが、回転数上昇が大きくなれば調定率に従って出力を減少させる。この運転状態をロードリミット (LL) 運転と呼ぶ。この負荷設定と負荷制限の差を出力換算で表現した値が、ガバナフリー運転の場合はガバナフリー幅 (GF幅)、ロードリミット運転の場合はロードリミット幅 (LL幅) とそれぞれ称する。

なお、これらの負荷設定と負荷制限は、第3章にて後述するように、プラント制御系によって制御されている。この制御は一般にモータによって設定値を変更しているため、負荷設定をガバナモータ出力 (あるいは記号で、65M出力又はGM出力)、負荷制限をロードリミットモータ出力 (77M出力又はLL出力) と呼ばれることも多い。

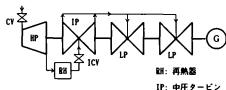


第2.1図 火力プラントのガバナの分類

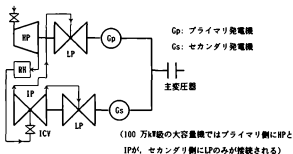
Fig. 2.1 Classification of governors of thermal power plants



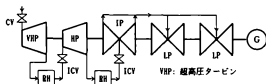
(a) 非再熱方式



(b) 再熱方式



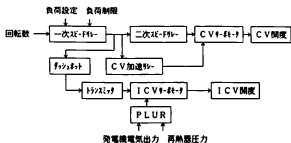
(c) クロスコンパウンド方式



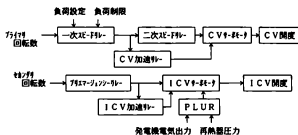
(d) 2段再熱方式

第 2.2 図 代表的なタービンの方式と制御弁の位置

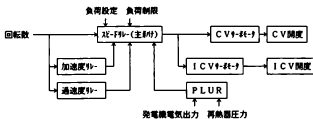
Fig. 2.2 Typical turbine system and position of the control valves



(a) シングルガバタの概要



(b) ダブルガバタの概要



(c) WH系ガバタの概要

第 2.3 図 火力プラント MHC の概要

Fig. 2.3 An outline of MHC of thermal power plants

2. 2 シングルガバナの各部特性

シングルガバナはわが国のMHCのほとんどに採用されている形式であり、しかも急速動作時の非線形性が大きい。特にここでその各部の特性を表すモデルを導出する。

2. 2. 1 サーボモータ特性 (その1)

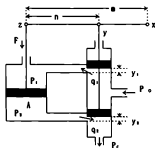
第2.4図のサーボモータの特性を求める。この形のサーボモータは油圧サーボモータの基本であり、ガバナにおいては二次スピードリレーに類似の形で使用されている。このサーボモータのモデルは、付録2.1から、第2.5図に示すノンwindアップリミッター付の速度制限のある一次遅れで表現される。

2. 2. 2 サーボモータ特性 (その2)

MHCのCVやICVのサーボモータはバネと油圧を用いた形であり、その概要を第2.6図に示す。制御油圧がなくなった場合にでも安全に停止できるよう、バネ力で弁を閉じることができるようにしたものである。

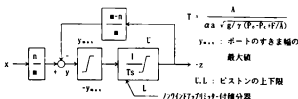
第2.7図に示す状態量を用いて、第2.6図のモデルを示せば、開閉方向で時定数の異なる一次遅れである第2.8図のようになる(付録2.2参照)。なお、パイロット弁のポート幅がパイロット弁ピストンよりも狭い場合には不感要素が加わることとなるのでこれも表現している。

しかし、一般にサーボモータは、開閉方向の時定数が等しくなるように油圧等が設計されているため、第2.4図、第2.6図の形式のサーボモータともに、第2.5図、第2.8図を元にして、単位を定格出力ベースに設定するとともに方向もそろえれば、サーボモータの一般的な簡略モデルは、第2.9図に示すように表される。



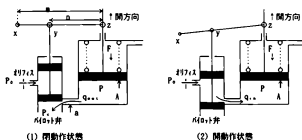
第2.4図 サーボモータ概観図

Fig. 2.4 An outline of a servo-motor



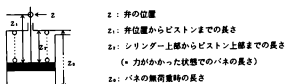
第 2.5 図 サーボモータのモデル

Fig. 2.5 A model of a servo-motor



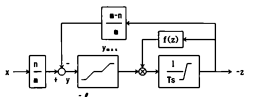
第 2.6 図 CV, ICV サーボモータ概要図

Fig. 2.6 An outline of the CV and ICV servo-motor



第 2.7 図 弁の位置とバネの状態

Fig. 2.7 Valve position and spring condition



$$T = \frac{A}{\alpha a \sqrt{2g/\gamma}} \quad \begin{array}{l} y \geq 0 : f(z) = 1/\sqrt{(F+k(z_s-z_s)/A-P_c)} \\ y < 0 : f(z) = 1/\sqrt{(F+k(z_s-z_s)/A)} \end{array}$$

d : オリフィスによる開速度の上限

第 2.8 図 CV, ICV サーボモータのモデル

Fig. 2.8 A model of the CV and ICV servo-motor



U, L : サーボモータの上下限

T : サーボモータの時定数, d : 不感帯幅

T_o, T_c : 開, 閉時間 (定格出力相当分だけ開, 閉するのに要する最短時間)

第 2.9 図 サーボモータの簡略一般モデル

Fig. 2.9 A simplified generalized model of a servo-motor

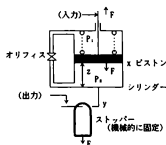
2. 2. 3 ダッシュポット特性^{1) 1)}

ダッシュポットは、シングルガバナのダッシュポット部と加速リレー部に用いられており、緩速動作時と急速動作時ならびに回転数上昇時と下降時でまったく異なる動きをする緊急時動作機構の一部である。

ダッシュポットの基本的な構造は、第2. 10図に示すように、油が詰まったシリンダー、シリンダー内のピストン、バネ、シリンダーの動きを制限する機械的なストッパー、ならびにシリンダー上下部の油の動きを制限するオリフィスとから構成されている。

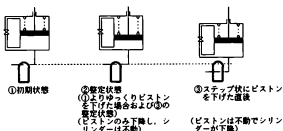
ダッシュポットの一つの整定状態を第2. 11図の①に示す。ピストンが上方へFの力で引かれ、バネがシリンダーを上方へFの力で押し上げようとしているが、ストッパーにより止められている状態である。この整定状態①からピストンをゆっくりと下降させると、バネ力によりシリンダー下部油がオリフィスを通りシリンダー上部へ流れてシリンダーはピストンの下降分を補償され、依然シリンダー位置は変化しない(第2. 11図②)。

同図の③の状態からピストンを上昇させると、上部油がオリフィスを通り下部へ流れ①の状態に落ち着く。この場合もシリンダー位置はストッパーで止められているため変化しない。



第2.10図 ダッシュポットの概要

Fig. 2.10 An outline of a dashpot



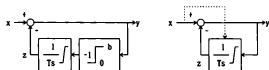
第2.11図 ダッシュポット動作の概要

Fig. 2.11 An outline of dashpot response

次に、①の状態からステップ状にピストンを下降させた場合を考える。ピストンとシリンダー下底間の距離 z はオリフィスによる抵抗があるため急には変化しない。従って、急速下降直後は第 2. 11 図の③の状態となる。この状態で放置すれば、シリンダー上部に加わるバネ力による力とオリフィスによる抵抗で定まる時定数でシリンダーは上昇し、最終的にはストッパーで止まる（同図の②）。この動きは後述するようにほぼ線形である。

以上をまとめると、第 2. 12 図に示されるダッシュポットのモデルが得られる。また、その代表的な応答としてステップ状と正弦波状の入力の場合の例を第 2. 13 図に示す。

正弦波状入力の場合は、振幅は同じでも 2 波までのダッシュポット出力の低下が大きくなる。これは、参考文献 5 に示されている試験での IC V の動きに良く現れており、またシミュレーションでもここで開発したモデルを用いたため、良く合致している。



(a) モデル表現 1

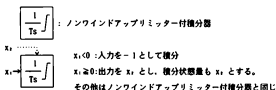
(b) モデル表現 2

x : 一次スピードリレー出力 (ダッシュポットピストン位置)

y : ダッシュポット出力 (ダッシュポットのシリンダー位置)

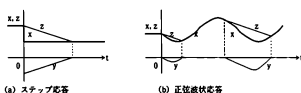
z : ダッシュポット内部状態量 (ピストンとシリンダー下底までの距離)

b : 十分大きな正の数値



第 2.12 図 ダッシュポットのモデル

Fig. 2.12 A model of a dashpot



(a) ステップ応答

(b) 正弦波状応答

第 2.13 図 ダッシュポットの応答例

Fig. 2.13 An example of dashpot response

さて、 z の動きが線形であることを以下に示す。ダッシュポットの動きとして、第2.10図の状態でストッパがはずれた場合を想定する。ストッパがはずれると、バネが伸びようとしてシリンダー下部の油圧 P_2 を高める、それに対し、オリフィス（面積 a ）によりシリンダー上部への油の流量 q は下式で制限される。

$$q = d \sqrt{(P_1 - P_2)} \quad \text{..... (2.1)}$$

ここに、 $d = a \alpha \sqrt{(2g/\gamma)}$ 、 P_1, P_2 : ピストン上部、下部の油圧、

α : 油の流量係数（通常0.7程度）、 γ : 油の密度、 g : 重力加速度

a : オリフィスの面積

また、ピストン部における力のつり合いの式は、シリンダーの質量、摩擦力等無視すれば、次式で与えられる。

$$A(P_1 - P_2) = k(z_0 - \ell + z) \quad \text{..... (2.2)}$$

ここに、 A : ピストンの面積、 k : バネ定数、

z_0 : バネの無荷重状態での長さ、 ℓ : シリンダーの長さ

z : ピストン下部とシリンダー下底までの距離

(2.10)と(2.11)式より、

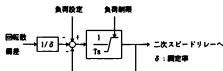
$$dz/dt = -\beta \sqrt{(1 - (\ell - z)/z_0)} \approx -\beta \quad \text{..... (2.3)}$$

$$\text{ただし } \beta = a \alpha \sqrt{z_0(2gh/\gamma/A)} / h, \quad 0 \leq z \leq \ell$$

となり、バネが十分圧縮された状態でダッシュポットに挿入され、バネの無荷重時の長さに対してシリンダーの長さが十分短ければ、ピストンの動きは時間に関しては線形となる事がわかる。

2. 2. 4 スピードリレー特性

（一次）スピードリレーは回転数を検出するとともに、負荷設定ならびに負荷制限により、CVやICVへの開度指令を作成する部分である。スピードリレー出力は、負荷設定に回転数偏差を調定率で出力に換算した値を加え、負荷制限を越えない値となる。これをモデルで示せば、第2.14図となる。すなわち、一次遅れを表現する一部であるノンwindアップリミッター付の積分器の上限が負荷制限によって制限されるモデルとなる。



第2.14図 一次スピードリレーのモデル

Fig. 2.14図 A model of a primary speed relay

2. 2. 5 CV開度特性

CVは、大中容量機では通常4個以上の弁があり、これらがシリーズに開閉される。このシーケンスは、それぞれの弁への入力を二次スピードリレー出力によって動作するカムにより分配すること与えられる。このカムの特性を調整することにより、一次スピードリレー出力と発電機出力との総合的な線形性が与えられる。したがって、変動が非常に小さい領域での特性は、各弁の開き始めと全開付近では非線形性を生じるので注意が必要である。これらの特性を避けて傾斜調定率が求まることとなる。

第2.1表 シングルガバナ、ダブルガバナの定数

Table 2.1 Constants of a single-governor and a double-governor

	名 称	単位	ツグ毎時	ツグ毎時
①	1.0/調定率	* 1	23.0	25.0
②	一次E-Fレ- 時定数	sec	0.08	0.08
③	一次E-Fレ- 上限/下限	PU	1.2/-0.5	1.2/-0.5
④	二次E-Fレ- 時定数	sec	0.05	0.04
⑤	二次E-Fレ- 上限/下限	PU	1.2/-0.1	1.2/-0.1
⑥	CY9-Eレ-速度上限/下限	PU	.05/-0.5	.05/-0.5
⑦	CY9-Eレ- 時定数	sec	0.08	0.08
⑧	CY9-Eレ-Eレ-上限/下限	PU	1.1/ 0.0	1.1/ 0.0
⑨	高圧Fレ-蓄気充填時間	sec	0.3	0.45
⑩	再熱器蓄気充填時間	sec	8.0	8.0
⑪	中圧Fレ-蓄気充填時間	sec	0.03	0.10
⑫	低圧Fレ-蓄気充填時間	sec	0.4	0.5
⑬	高圧Fレ-出力分相率(PI)	PU	0.31	0.31
⑭	中圧Fレ-出力分相率(PI)	PU	0.29	0.29
⑮	低圧Fレ-出力分相率(PI)	PU	0.40	0.40
⑯	1.0/加速レ- 動作限界速度	* 2	4.0	4.0
⑰	加速レ- Fレ-上限/下限	PU	1.2/ 0.0	1.2/ 0.0
⑱	加速レ- Fレ-下限/上限	PU	0.1	0.1
⑲	補助調整レ- 時定数	sec	0.05	0.02
⑳	補助調整レ- 上限/下限	PU	0.0/-1.0	0.0/-1.0

	名 称	単位	ツグ毎時	ツグ毎時
①	1.0/ICV Fレ-動作限界速度	* 2	8.0	
②	ICV Fレ-上限/下限	PU	1.2/ 0.2	
③	ICV Fレ-Eレ-時定数	sec	0.1	
④	ICV Fレ-Eレ-上限/下限	PU	1.05/0.0	
⑤	1.0/ICV 調定率	* 1		25.0
⑥	Fレ-Eレ-時定数	sec		0.08
⑦	Fレ-Eレ-上限/下限	PU		1.0/-1.2
⑧	不燃器	sec		0.05
⑨	PLUR動作限界出力	sec		0.3
⑩	PLUR動作時出力	PU		.05/-1.0
⑪	中間レ- 時定数	sec		0.02
⑫	中間レ- 上限/下限	sec		1.0/-1.5
⑬	Fレ-Eレ- 上限/下限	PU		0.0/-0.8
⑭	ICV Fレ-Eレ-速度上限/下限	PU	.025/-0.5	.025/-0.5
⑮	ICV Fレ-Eレ-時定数	sec	0.08	0.08
⑯	ICV Fレ-Eレ-上限/下限	PU	1.0/ 0.0	1.0/ 0.0

注) ○内数字は、モデルの置換の番号を示す。

* 1 : 1.0/(PU/PUHz), * 2 : 1.0/(PU/sec)

2. 3. 2 負荷遮断時の応動と検証

第2.16図に、4/4 (100%)出力時の負荷遮断時の実施試験結果と第2.15図ならびに第2.1表の定数を用いたシミュレーション結果を示す。CVやICVの動作開始時間や全閉時間およびその結果としての回転数変化など、両者の結果は良く一致しており、開発したモデルと定数が妥当であることがわかる。なお、タービン・発電機の慣性定数は、定格有効電力出力 (MW) ベースで8.0秒である。

次に、系統分離により発電機の電気出力 (負荷) が100%より50%に急激に低下した場合 (発電機部分負荷遮断) の応動を第2.17図に示す。

回転数偏差は3.1%まで上昇し、-2.0%まで減少しながら振動を繰り返し、いずれは調定率で定まる50%/23=2.17%の回転数上昇で落ち着くこととなる。ただし、プラントの制御系やタービンランバック装置 (ある程度以上の周波数上昇を検出すると、負荷設定そのものを低下させる装置) が動作すれば、負荷設定も変化するので、この整定回転数もこれに応じて変化することとなる。

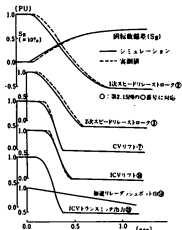
2. 4 ダブルガバナ特性

2. 4. 1 ダブルガバナモデル

ダブルガバナはシングルガバナと異なり、回転数検出をCV制御用とICV制御用のそれぞれに持っている。このため、クロスコンパウンド方式によく採用されている。

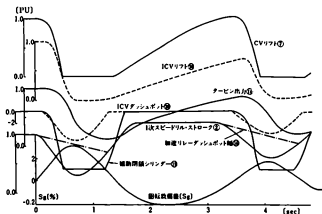
ICV制御用の回転数検出部はプリエマージェンシーリレーと称され、CVを制御する主ガバナに対して回転数換算で1%のバイアスを持っている。またシングルガバナのようにICVダッシュボットを備えていないため、PLUR (ロードセンシングリレー) が450MWクラスから採用されている。

ダブルガバナのモデルを第2.18図に示す。また、600MWクラスのクロスコンパウンド機の代表的な定数例を第2.1表に示す。



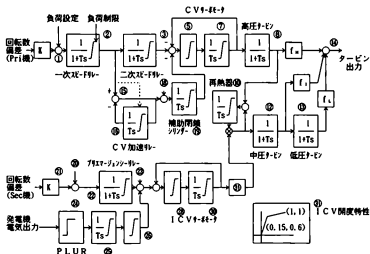
第2.16図 シングルガバナ負荷遮断試験の比較 (350MW クラス、4/4 出力)

Fig. 2.16 Comparison of load rejection test with a single-governor (350MW, 100%)



第 2.17 図 部分負荷遮断時のシングルガバナの特性 (100%→50%)

Fig. 2.17 Response of a single-governor at partial load rejection (100%→50%)



第 2.18 図 ダブルガバナモデル

Fig. 2.18 A model of a double-governor

2. 4. 2 負荷遮断時の応動と検証

第2.19図に、4/4 (100%) 出力時の負荷遮断試験時の実績試験結果との比較を示す。定数は第2.1表を用いた。2/3出力時にはPLURは動作しないが、4/4出力時には動作する。4/4出力時のICVの動きの合致が若干悪くなっている。これは、ブリエマージョンガバナが、負荷遮断後0.1~0.2秒間は低下方向にあるが、その後再度上昇し改めて低下し始めているためであり、原因は不明である。ただし、いずれの出力においても回転数上昇やCVリフトの動きは試験結果と良く合致している。

シングルガバナの場合と同様、100%から50%への発電機部分負荷遮断のシミュレーション結果を第2.20図に示す。

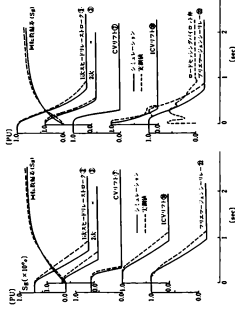
この場合、PLURは動作せず、またICVダッシュポットも動いていないため、ICVの開度減少が小さく、シングルガバナに比べて若干回転数上昇は大きく4.6%まで上昇している。ただし、回転数の変動は少なくなっている。

2. 5 EHC特性

制御油圧が高圧化されたために、CVやICVのサーボモータは小型化され、弁急閉時間は短縮されたが、通常時の閉閉時間は電磁サーボ弁の容量に制限されるため0~1.2秒となっている。

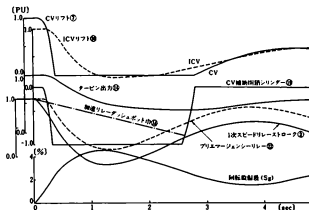
EHCのCV、ICVサーボモータの概要を第2.21図に示す。通常運転時には、ディスクダンパ弁は閉じており、電磁サーボ弁により制御される。急速閉電磁弁が閉鎖されると、ディスクダンパ弁内の油が抜かれ、CV、ICVは全閉に至る。全閉を継続する時間は、ディスクダンパ弁を元の状態に復帰させる時間により定まり、急速閉電磁弁がリセットされてから1秒程度を要する。

PLURは、CVへのみ直接の動作指令信号を出し、ICVに対してはICV負荷設定を零にリセットするのみである。ただし、ICVの急速閉電磁弁は第2.22図に示すように、電磁サーボ弁への入力に5%以上のミスマッチになると閉鎖される。



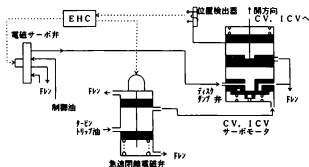
第2.19図 ダブルガバナ負荷遮断試験の比較 (600MWクラス)

Fig. 2.19 Comparison of load rejection test with a double-governor (600MW)



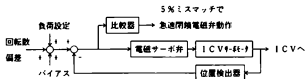
第 2.20 図 部分負荷遮断時のダブルガバナの特性 (100%→50%)

Fig. 2.20 Response of a double-governor at partial load rejection (100%→50%)



第 2.21 図 EHC用 CV, ICV サーボモータ概要図

Fig. 2.21 An outline of the CV and ICV servo-motor of an EHC



第 2.22 図 EHC の ICV モデル概要

Fig. 2.22 An outline of the ICV servo-motor model of an EHC

2. 6 まとめ

わが国の主要な電源である火力プラントのガバナにつき、これまで特性の不明確であった主に機械油圧方式のガバナについて、電力系統の緊急時制御に必要となるモデルを開発し、発電機負荷遮断試験結果と比較して検証した。

需給アンバランスが大きく特に周波数が上昇する場合には、発電機の回転数上昇を抑制するために、ガバナには回転数の微分的要素や発電機の電気出力の急速な減少などを検出して脱敏に動作する緊急時動作機構が備えられている。これが一旦動作すると急激に発電機出力を低下させ、その後の周波数変動に大きな影響を与えるため、この動作を含めて詳細なガバナモデルを開発したものである。

得られた具体的な成果は以下の通りである。

- (1) 火力プラントに用いられているガバナを、その特性により分類した。
- (2) その中で最もモデル化が複雑な、機械油圧方式のシングルガバナとダブルガバナのモデルを開発した。シングルガバナには、回転数の上昇が急激な場合に非線形的に動作するダッシュボットが備えられており、これにより再燃蒸気を制御するインターセプト弁（ICV）が閉鎖され、大きな出力変動を与える。また、同様の機構が大容量機のガバナでは加減弁（CV）にも備えられている。これらの緊急時動作機構のモデルも含めた詳細なモデルを開発した。
- (3) 開発したモデルを実発電機での負荷遮断時の動作と比較し、検証した。また、その動作特性を明らかにするため、部分負荷遮断時の応答特性を示した。
- (4) 近年主流となりつつある電子油圧方式のガバナについては、電子回路で構成されてモデル化が容易である部分を除いた、機械油圧系である加減弁や ICV のサーボモータについてモデル化した。

以上により、蒸気圧力やプラント制御系の動作などプラント特性が発電機出力に関与し始めるまでの擾乱開始後 5 ～ 10 秒間までの発電機出力や周波数変動を正確にシミュレーションできるようになり、周波数変動に関係した緊急時制御の検討に大いに役立つものと期待される。

なお、結果的には需給アンバランスを生じない、2 回線の 1 回線事故の場合においても、事故が発電所の近傍であれば回転数上昇速度が大きくなって緊急時動作機構が働き、安定度にも影響を与える場合がある¹⁾。この場合は、一般に過渡安定度を向上させる方向に働くこととなるため、緊急時動作機構を考慮しない解析は悲観的な結果が得られることとなる。

また、安定度向上を目的としたタービン側の制御である EVA (Early Valve Actuation) についても若干のモデルの変更で対応可能であり、PSS (Power System Stabilizer) との協調の検討も可能となる¹⁰⁾。

付録 2. 1 サーボモータ特性（その 1）の導出（第 2 章）

第 2. 4 図のピストン部の力のつり合いから、

$$P_s A - P_r A = F \quad \text{..... (A2.1)}$$

ただし、 A ：サーボモータピストンの面積、

その他の記号は第 2. 4 図参照

また、ピストン上部ならびに下部への油の流入量 q_1 、 q_2 は、ベルヌーイの定理よりそれぞれ次式で与えられる^{***}。

$$q_1 = \alpha a_1 y_1 \sqrt{2g/\gamma(P_s - P_c)} \quad \text{..... (A2.2)}$$

$$q_2 = \alpha a_2 y_2 \sqrt{2g/\gamma(P_r - P_c)} \quad \text{..... (A2.3)}$$

ただし、 α ：流量係数（油の場合 0.7 程度）、

g ：重力の加速度、 γ ：油の密度

a_1 、 a_2 ：上部、下部ポートの内周方向長さ

y_1 、 y_2 ：上部、下部ポートのすきま幅（その最大値を y_{max} とする）

P_s 、 P_r 、 P_s 、 P_c ：第 2. 4 図に示す各部の油圧

z をサーボモータピストンの位置とすれば、下式が成り立つ。

$$-A \, dz/dt = q_1 - q_2 \quad \text{..... (A2.4)}$$

また、 $a_1 = a_1 a_2$ 、 $y_1 = y_1 y_2$ となるように通常サーボモータは設計されるので、(A2.1)～(A2.4)式より P_s と P_r を消去して次式が成立する。

$$-A \, dz/dt = \alpha a y \sqrt{g/\gamma(P_s - P_c + P_r/h)} \quad \text{..... (A2.5)}$$

また、同図のようにリンク比をとれば、次式となる。

$$y = n/m \, x + (m-n)/m \, z \quad \text{..... (A2.6)}$$

結局、第 2. 4 図のサーボモータの伝達関数モデルは第 2. 5 図で与えられる。

付録 2. 2 サーボモータ特性（その 2）の導出（第 2 章）

(1) 閉動作の場合

第 2. 6 図、ならびに第 2. 7 図に示す状態量を用いれば、ピストン部での力のつり合いと、シリンダーから流出する油量の式は、

$$PA = F + k(z_o - z_i) \quad \text{..... (A2.7)}$$

$$q_{out} = \alpha a y \sqrt{2g/\gamma(P - P_c)} = -A \, dz/dt \quad \text{..... (A2.8)}$$

ただし、 k ：バネ定数、その他は付録 2. 1 と同じ

(2) 開動作の場合

力のつり合いは(A2.7)式であり、流量の式は上記と同様に次式で与えられる。

$$q_{in} = \alpha a (-y) \sqrt{2g/\gamma(P_o - P)} = A \, dz/dt \quad \text{..... (A2.9)}$$

以上に、パイロット弁のポート幅がパイロット弁ピストンよりも狭い場合の不感要素を加えて第 2. 8 図が求まる。

第3章 火力プラントモデルの開発

電力系統において、万一系統分離や電源脱落あるいは負荷脱落などが生じて発電と負荷のアンバランスが大きくなれば、周波数も大きく変動し、これによって電源が次々と脱落していき、事故が波及・拡大していくことが懸念される。これを防止するためには、各種系統擾乱に対する電源出力変動と系統周波数変動を正確に予測し、適切な防止対策をとることが必要である。

この周波数変動は、主として電源の出力応動特性と負荷特性によって定まる。この内、擾乱直後から数秒～10秒程度までにかけての電源の応動は、前章で開発したタービン・ガバナモデルを用い、加減弁だけでなくインターセプト弁までを含めた緊急時動作機構など非線形動作特性が詳細に模擬される。しかしながら、大容量の火力貫流プラントは単位容量当たりの保水量や蒸気量が少なくなっているためボイラ側の等価的な時定数が小さく、これに応じてプラントの制御系の時定数も小さくなっている。このため、数秒から数十秒程度とプラントとしては極めて短時間の周波数変動であっても、電源の出力応動特性を求めるためにはプラント側の動特性を正確に求める必要がある。

一方、火力プラントの動特性については、プラント単体としてのシミュレーションモデルが、制御方式や定数の検討などを目的として、各種の非線形特性やバーナーパターン変化による火炉での伝熱変化等の影響までも解析できるモデルが開発されてきている^{11)~13)}。しかし、これらのモデルを多数のプラントを含んだ電力系統での動特性解析に適用するには、

①必要とするデータ量が多すぎるとともにデータの算出が困難

②数十分程度の現象の解析を目的としているので、例えばガバナの短時間特性のようにプラントとしての短時間の現象が簡略化あるいは無視されている

などの問題があり、これらのモデルをそのまま適用するのは不適当である。

このため、電力系統の緊急時制御の検討などの動特性解析に適した火力プラントモデルとして、運転員の操作が関与してくる数分間程度までの現象をシミュレーションできるよう、以下の要素を考慮したモデルを開発する。

①ボイラ動特性については応動の違い蒸気流量と蒸気圧力に着目してモデル化

②プラント制御系については、ガバナへの負荷設定（ガバナモータ）を制御する出力制御系、主蒸気圧力を制御する圧力制御系の基本部分をモデル化

③給水・燃料制御系については応答が上記に比べ遅いため簡易にモデル化

④タービン・ガバナ系は前章で開発したモデルを用いる

開発したモデルは、実機応動試験結果と比較・検証する。さらに、21機の貫流プラントと11機のドラムプラントの定数を調査し、解析を効率化するためにタイプ別の標準定数を設定する。

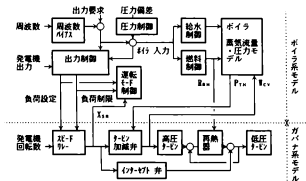
3. 1 貫流プラントモデル

3. 1. 1 貫流プラントモデルの概要

上記の4個の要件を満たすモデルとして、主蒸気系、プラント制御系、給水・燃料制御系を模擬したボイラ系モデルと、タービン・ガバナ系モデルとからなる貫流プラントモデルを開発した。その構成概要を第3. 1図に示す。

同図において、下段が第2章で開発したガバナモデルの部分であり、上段がボイラ系のモデルである。ボイラ系モデルの内、ボイラ蒸気流量・圧力モデルの部分がプラントの主要モデルであり、その他が制御系のモデルとなる。

制御系の主要な構成は以下になっている。すなわち、プラントへの出力要求を周波数偏差によって修正する周波数バイアス部、修正後の出力要求と実際の発電機出力ならびに圧力制御部からの指令によって、ガバナへの指令である負荷設定（ガバナモータ、6.5 M）と負荷制限（ロードリミットモータ、7.7 M）を修正された出力要求に合致するよう制御する部分、プラントの運転モードを切り換える部分、蒸気の圧力を一定に制御する部分、および燃料と給水量を制御する部分とから構成される。これらの基本的な制御の考え方は3.1.3項において説明を加えている。

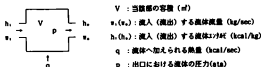


第3.1図 火力貫流プラントモデルの概要

Fig. 3.1 An outline of a once-through thermal power plant model

3.1.2 蒸気流量・圧力モデル

高発器、過熱器、主蒸気管における超臨界圧の水・蒸気（以下流体とよぶ）、および再熱器における過熱蒸気の応答特性を、第3.2図に示すように各部を集中系として取扱い、それぞれにおける体積・質量平衡とエネルギー平衡とから求めると、付録3.1を参照して(3.1)式が求まる^{*)}。ただし、圧力、流量、加熱量はそれぞれ付録3.1で正規化した値であり、定格出力時には P_{eva} と P_{ev} を除いていずれも1.0(100%)となる。



第3.2図 蒸気流量と圧力の模擬

Fig. 3.2 A model of steam flow and pressure

$$\left. \begin{aligned} P_{eva} &= (K_{ev} \dot{V}_{ev} - H_{eva} \dot{V}_{eva} + K_{eva} \dot{Q}) / (T_{eva} s) \\ P_{sh} &= (H_{sh} T_{eva} - H_{sh} \dot{V}_{sh} + K_{sh} \dot{Q}) / (T_{sh} s) \\ P_{th} &= (H_{th} \dot{V}_{sh} - \dot{V}_{ev}) / (T_{th} s) \\ P_{ex} &= (\dot{V}_{ev} - \dot{V}_{ex} \dot{V}_{sh} + K_{ex} \dot{Q}) / (T_{ex} s) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.1)$$

ただし、

- P_{EVA} , P_{SH} , P_{TH} , P_{RN} : 高発器, 過熱器, 主蒸気管, 再熱器の出口蒸気圧力
 V_{EVP} , V_{EVA} , V_{SH} , V_{CV} : 給水, 高発器, 過熱器, 主蒸気の流量
 V_{HP} , V_{RN} : 高圧タービン, 再熱器の出口蒸気流量
 T_{EVA} , T_{SH} , T_{TH} , T_{RN} : 高発器, 過熱器, 主蒸気管, 再熱器の等価時定数
 R : 加熱量 (燃料流量に遅れを持たせた量, 各部への比率は定格状態と同じと仮定する。)
 その他は, 係数であり, (A3.6)式の関係が成り立つ。

また, 正規化した蒸気流量 V はその前後の圧力差から (3.2)式第1式によって求める。ただし, CV や ICV などの弁がある場合には, 差圧ではなく弁前の圧力から (3.2)式第2式によって与える。

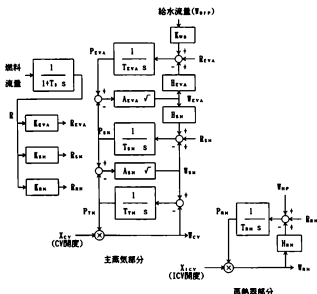
$$\left. \begin{aligned} V &= A \sqrt{\Delta P} \\ V_{CV} &= X_{CV} P_{TH}, \quad V_{RN} = X_{ICV} P_{RN} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.2)$$

ただし, ΔP : 正規化した圧力差

(高発器出口と過熱器出口の圧力差, あるいは過熱器出口と主蒸気管出口の圧力差)

X_{CV} , X_{ICV} : 加減弁, ICV の開度

したがって, 貫流プラントの圧力・流量モデルは第3.3図で与えられる。



第3.3図 貫流プラント圧力・流量モデル

Fig. 3.3 A model of steam flow and pressure of a once-through power plant

3. 1. 3 プラント制御系モデル

貫流ボイラの代表的な制御方式は、発電機出力、主蒸気圧力などの相互干渉を最小とし、負荷追従能力に優れたボイラ・タービン協調制御方式である。この協調制御方式には主蒸気圧力を給水・燃料の制御だけでなく加減弁でも制御する方式（本報告ではB方式あるいはDEB(Direct Energy Balance)方式と呼ぶ）と、主蒸気圧力偏差の過大時以外には加減弁を使用しない方式（A方式あるいはAPC(Automatic Plant Control)方式と呼ぶ）があり、この両方式の基本的な応動をモデル化した。

(1) A (APC) 方式

第3. 4図にA方式のプラント制御方式のモデルを示す。本方式は大容量火力で主として採用されている方式であり、制御の基本的な流れは次の通りである。

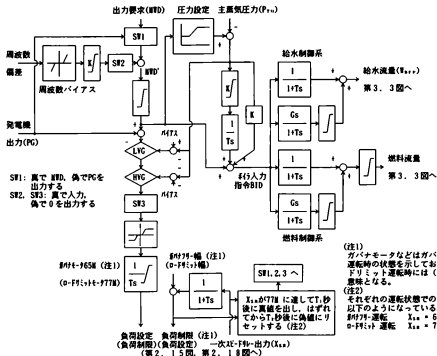
通常の運転状態時にはボイラ・タービン協調制御モードが使用される。このモードでは、手動あるいはAFCやELDにより与えられる出力要求指令 W に周波数バイアスからの修正が加わってプラントへの出力指令 W' となる（ロードリミット運転では周波数バイアスからの修正は加わらない）。このプラントへの出力指令と発電機出力 PG が比較されてガバナモータ $65W$ （ロードリミット運転ではロードリミットモータ $77W$ ）が制御され、ガバナへの要求となる。なお、主蒸気圧力の偏差が過大になるとガバナモータ（ロードリミットモータ）制御として主蒸気圧力からの制御が優先される。一方、ボイラ側の制御は、プラントへの出力指令に、主蒸気圧力を設定値（定圧運転時には、主蒸気圧力の設定値はプラントへの出力指令に応じて変更される）に保つための修正が加わったボイラ入力指令 $81D$ によって行われる。

ただし、周波数の低下によりガバナ出力 X_{65} （第3. 1図参照）がロードリミットモータ $77W$ まで増加した場合すなわちガバナフリー幅を越えた場合（ロードリミット運転では周波数の上昇によりガバナ出力が $77W$ まで減少した場合すなわちロードリミット幅を越えた場合）には、制御モードが協調モードからボイラ追従モードに切り替わる。ボイラ追従モードでは、発電機出力がプラントへの出力指令となり、ガバナモータ（ロードリミットモータ）は制御モード切り替え時の位置に保持される。このため、ボイラ出力は発電機出力に追従するように制御されることになる。

なお、燃料や給水制御系については、負荷設定の制御や蒸気圧力の制御に比べれば遅いため、ここではその基本的な制御方式の要素である一次遅れと微分要素の和として簡易に表現した。

また、2章の第2. 15図や18図で「負荷設定」と称しているものがここではガバナモータで与えられ、「負荷制限」がロードリミットモータで与えられることとなる。すなわち、ガバナではこれらの値は一定値と考えていたが、プラントまで考慮すればこれらの値も制御されていることとなる。

ガバナへのプラント制御系からのこの制御により、周波数バイアスによる制御が無い場合には、ガバナによって一旦回転数変動により発電機出力が変化させられたとしても、プラントへの出力要求である W' は変更されていないため、発電機出力は最初の出力に戻ってしまう。この発電機出力変化を周波数変化に応じたものとするために周波数バイアスによる W' の修正がなされることとなる。ただし、周波数変化が小さい間は、ボイラが持っている保有熱などにより過渡的な出力変化には対応できること、プラントの出力変化はその寿命消費の観点からは望ましくないことなどから、一般に周波数バイアスには不感帯が設けられている。なお、ガバナへの入力は回転数であるが、周波数バイアスへの入力は発電機端子の電圧から計測される周波数が一般に用いられる。これは、回転数は機械的な量であり、電圧が発生していなくても計測が必要であるが、周波数バイアスは発電機が出力を出している場合にのみ必要となる制御であるためである。



第 3.4 図 火力発電プラント制御系モデル (A 方式)

Fig. 3.4 A plant control model of a once-through thermal power plant (A type)

(2) B (DEB) 方式

第3. 5図にモデルを示す。本方式のプラント制御方式も基本的にはA制御方式と同様であるが、周波数変動に対する出力応動特性の観点からの主要な相違点は、

- ①主蒸気圧力制御がボイラ側の燃料・給水流量制御だけでなく、ガバナモータ65W(ロードリミットモータ77W)を制御して加減弁によっても常に制御を行っていること
- ②ボイラ追従運転モードへの切り替えが行われないこと

である。

A方式との主な相違点をまとめて第3. 1表に示す。

第3.1表 火力プラント制御方式の基本的特徴
Table 3.1 Fundamental characteristics of thermal power plants

	貫流型 (協調制御方式)		ドラム型
	A方式	B方式	
出力制御方式	出力要求と実出力を一致させる出力一定制御方式	同 左	ボイラ追従方式 (度)
周波数バイアス	あり (不感帯0.2 ~ 0.4 Hz)	同 左	なし
制御モードの変更	あり (ガバナによる出力要求がガバナフリー値またはロードリミット値を超えるとボイラ追従方式となる)	なし	なし
主蒸気圧力制御方式	圧力偏差が小さい間は燃料・給水流量による制御のみで加減弁による制御は行わない	燃料・給水流量による制御とともに加減弁によっても圧力制御を行う	燃料・給水流量によって制御

注) ボイラ追従方式: ガバナ側の動作にボイラ側が追従する方式。すなわち、周波数変動などによるガバナ動作によって発電機出力が定まる方式。

3. 2 ドラムプラントモデル

3. 2. 1 蒸気流量・圧力モデル

ドラムプラントのドラム (蒸発器) 部分は、飽和水と飽和蒸気で構成されているため、まず蒸発器部分のモデルを求め、次に貫流プラントと同様にして蒸気管部分のモデルを求める。

(1) 蒸発器圧力モデル

ドラム、降水管、蒸発管から構成される蒸発器は、第3. 8図に示されるように飽和水と飽和蒸気で占められており、その体積平衡、質量平衡とエネルギー平衡を求め貫流プラントの場合と同様に正規化すれば次式が求まる (付録3. 2参照)。

$$\left. \begin{aligned} P_{eva} &= (H_{eva} W_{drr} - H_{eva} W_{eva}) / (T_{eva} \cdot S) \\ &= (W_{drr} - W_{eva}) / (T_{eva} \cdot S) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.3)$$

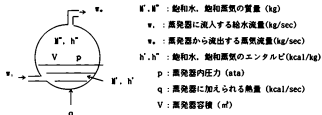
ただし、

P_{eva} : ドラム出口蒸気圧力[Pa], W_{arp} : 給水流量 (= 加熱量と仮定) [kg]

W_{eva} : ドラム出口蒸気流量[Pa], T_{eva} : ドラム正規化後時定数[sec]

H_{eva} : 正規化後流量係数 [kg/kg]

$T_{eva} = T_{eva} / H_{eva}$: ドラム正規化後等価時定数[sec]



第 3.6 図 ドラムボイラ概要図

Fig. 3.6 An outline of a drum boiler

(2) 過熱・主蒸気管圧力・流量モデル

ドラム部と比較して、過熱管と主蒸気管の圧力時定数はかなり小さいので、モデルの上では過熱管と主蒸気管はまとめて表現し、モデルと時定数などの算定方法は、貫流プラントモデルと同様とした。

また、主蒸気流量を与えるモデルも同様である。更に、再熱器については加熱量の影響は小さいものとして無視する。

ドラムプラントの蒸気圧力・流量モデルを第 3. 9 図に示す。

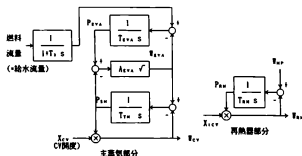
$$\left. \begin{aligned} P_{TH} &= (W_{eva} - W_{ev}) / (T_{TH} \text{ s}) \\ P_{RH} &= (W_{HP} - W_{RH}) / (T_{RH} \text{ s}) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.4)$$

ただし、

P_{TH}, P_{RH} : 過熱器と主蒸気管、再熱器の出口蒸気圧力[Pa]

W_{ev}, W_{HP}, W_{RH} : 主蒸気流量、および高圧タービン、再熱器の出口蒸気流量

T_{TH}, T_{RH} : 過熱器と主蒸気管、再熱器の等価時定数

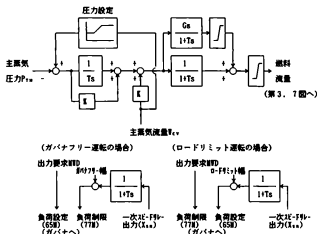


第 3.7 図 ドラムボイラプラント圧力・流量モデル
Fig. 3.7 A model of steam flow and pressure of a drum boiler plant

3. 2. 2 プラント制御系モデル

ドラムボイラの一般的な制御方式である。ボイラ追従方式をモデル化した。この方式では、ガバナ出力に追従するようにボイラ出力が制御される。

第 3. 8 図にモデルを示す。本方式は協調制御方式とは大幅に異なっており、プラントの出力変化はガバナモータ 65W(ロードリミット運転の場合にはロードリミットモータ 77W)によって加減弁開度を変えて行われる。この開度変化によって主蒸気圧力 P_{sm} と主蒸気流量 W_{cv} が変化することになるが、ボイラ側の制御としては、加減弁開度に応じた出力ならびに主蒸気圧力一定となるように、これらの変化量からボイラ入力要求 BID を定めて燃料流量等を



第 3.8 図 火力ドラムプラント制御系モデル
Fig. 3.8 A plant control model of a drum plant

調整する。このため、周波数変動が生じた場合、まずガバナによって加減弁が制御されて出力を変化させ、ボイラ側はこの変化に追従していくことになる。変圧運転時には、主蒸気流量 W_1 、(タービン出力に相当)に応じて、主蒸気圧力設定値が変更される。

協調制御方式との差異を第3.1表に示す。

3.3 標準定数の設定

火力貫流プラントとドラムプラントのモデルが求まったので、その定数を設定する。定数を設定するに際しては、モデルを導出した過程において調査データから直接求められない定数が一部あるので、これらについて付録3.3に示す考察を加え妥当と考えられる仮定を導入した。

その後、貫流プラントに関しては21機の実際のデータを調査し、一部のプラントについては、制御系を除いたプラント自身としての応動と比較して開発したモデルの妥当性を検証した。また、実際の応動結果を参照して、燃料とプラント制御方式毎にプラント制御系の定数を設定し、実際の応動と比較した。

ドラムプラントに関しても、貫流プラントと同様に11機を調査し、標準定数を設定した。

3.3.1 貫流プラントモデルの標準定数の設定

(1) プラントモデル標準定数の設定

450～700MWの定格容量の種々の燃料を用いる21機の貫流プラントのデータを調査し、開発したモデルと付録3.1に従い定数を算定した。結果を付録3.4に示す。なお、この際、定数算定に当たって蒸発器や過熱器のエンタルピーで不明なものについては、付録3.3に示す仮定を用いた。

付録3.4の表より、定格出力や使用燃料の差異による定数の偏りはほとんど見られないため、標準定数としてそれぞれの平均値を採用した。結果を第3.2表に示す

第3.2表 貫流プラントモデルの標準定数
Table 3.2 Typical constants of once-through power plants

主蒸気系									
T_{eva} (SEC)	T_{sn} (SEC)	T_{rm} (SEC)	K_{vs}	H_{eva}	K_{eva}	H_{sn}	K_{sn}	H_{eva}	H_{sn}
14.5	12.3	2.3	0.15	0.44	0.29	0.46	0.54	29.5	41.2

再熱蒸気系	
T_{rm} (SEC)	H_{rm}
11.4	1.59

記号の意味は(3.1)、(3.2)式を参照

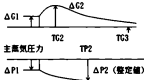
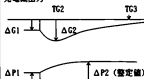
(2) プラントモデルの妥当性の検証

開発したプラントモデルならびに定数算定法の妥当性を調べるため、オープンループ(プラント制御系をロックした状態)での92%出力からの±5.6%(定格出力換算)の加減弁ステップ応答を実機試験結果と比較した。比較したプラントは#13の重・原油、ナフサ炊きの600MWのプラントであり、第3.2表に示す定数は#1

3 プラント固有の定数を、それ以外のカバナ・タービン系定数は第2、1表の代表的な定数を用いた。発電機出力、主蒸気圧力の応動について比較した結果を第3、3表に示す。

第3.3表 加減弁ステップ応答における実測とシミュレーションの対比結果
(600MWクラス貫流ボイラ、プラント#13)

Table 3.3 Comparison of CV step response between test and simulation
(600MW, once-through boiler, plant #13)

加減弁開度ステップ増加		実測		シミュレーション
		ΔG1(N)	1.6	1.8
		ΔG2(N)	2.3	2.5
		TG2(SEC)	27	11
		TG3(SEC)	240	125
		ΔP1(N)	0.8	0.7
		ΔP2(N)	4.8	5.7
		TP2(SEC)	180	115
		ΔG1/ ΔG2	0.69	0.72
		ΔP1/ ΔP2	0.17	0.12
		ΔP1/ ΔG1	0.50	0.39
		ΔP2/ ΔG2	2.1	2.3
加減弁開度ステップ減少		実測		シミュレーション
		ΔG1(N)	1.8	1.8
		ΔG2(N)	2.5	2.5
		TG2(SEC)	30	10
		TG3(SEC)	240	130
		ΔP1(N)	1.3	0.7
		ΔP2(N)	4.8	6.1
		TP2(SEC)	220	145
		ΔG1/ ΔG2	0.72	0.72
		ΔP1/ ΔP2	0.27	0.11
		ΔP1/ ΔG1	0.72	0.39
		ΔP2/ ΔG2	1.9	2.4

加減弁を開くと、蒸気流量が増加し、高圧タービンに相当する出力増加がまず発電機出力の増加として現れる。一方、蒸気圧力は蒸気流量の増加に伴い低下するが、過熱器など比較的短い時間で定まる圧力がまず低下し、その後ゆるやかに低下を続ける。この圧力低下に伴い、一旦は増加した発電機出力もピークを過ぎてもとの出力に戻っていくこととなる。加減弁を閉じる場合も、開く場合と逆の現象になるが、若干の非線形性のため、数値的には全く逆の形とはならない。

同表より、整定時間(同表のTG3、TP2)は開発モデルを用いたシミュレーションの方が短めになっているが、変化幅(指標はΔG1、ΔG2、ΔP1、ΔP2)とその比率(ΔG1/ ΔG2、ΔP1/ ΔP2、ΔP1/ ΔG1、ΔP2/ ΔG2)は比較的良好に一致しており、数分間の応動に対しては十分妥当であることがわかる。

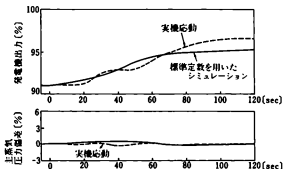
なお、ここで開発したモデルにおける加減弁ステップ応答の整定値は、(3.2)式から求められる。ここで想定した擾乱に対しては、発電機出力は変化せず、主蒸気圧力の変化分(ΔP2)は、加減弁開度増加時には+5.7%、減少時には-6.1%となる。

(3) プラント制御系定数の検証と設定

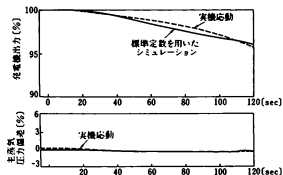
プラント制御系の構成からみて、定数算定に用いた21機の制御方式は、基本的にはすべてA(ADC)方式であり、プラント毎に制御系の細部には違いがあるが、基本的な応動についてはA方式(第3、4図)で表現できると判断した。その標準定数については、実機の応動記録およびこれまでに算定したものの⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾を参考とし、原・重油焚きプラントと石炭焚きプラントについて、それぞれの標準定数を設定した。

第3、9図は、出力変更試験時(変更速度5%/分)のプラント応動について、標準定数を用いたシミュレーション(ただし、蒸気圧力・流量モデルについては当該プラントの算定定数を使用)と実応動を比較したものである。

図9(a)は、原・重油焚きプラントでの比較であり、発電機出力、主蒸気圧力偏差(実圧-設定圧)ともに実応動



(a) 原重油焚きプラント(500MW、プラント#1)との比較(91%→96%/分)



(b) 石炭焚きプラント(700MW、プラント#15)との比較(100%→75%/分)

第3.9図 実機試験結果とシミュレーション比較(貫流プラントモデル、A方式)

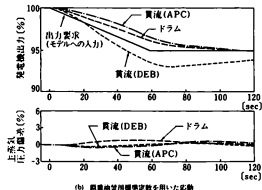
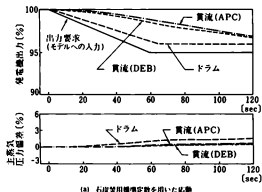
Fig. 3.9 Comparison between test and simulation (a once-through power plant, A type)

とシミュレーションはよく合致している。なお、実機応動が破打っているのは、完全に整定していない状態から試験がスタートしたため、前回の試験の過渡応動がまだ残っているためであると考えられる。

一方、図10(b)は、原・重油焚き比べて応動の遅い石炭(褐炭)焚きプラントでの比較である。発電機出力、主蒸気圧力偏差ともに実応動とシミュレーションはよく合致している。

このように、A方式の標準定数は、原・重油焚き用と石炭焚き用ともに概ね妥当なものであると考えられる。なお、B(DEB)方式については、今回の調査では該当するプラントがなかったため、原・重油焚き用としてはこれまでに算定したもの⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾⁽¹²⁾⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾⁽¹⁸⁾⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾⁽²¹⁾⁽²²⁾⁽²³⁾⁽²⁴⁾⁽²⁵⁾⁽²⁶⁾⁽²⁷⁾⁽²⁸⁾⁽²⁹⁾⁽³⁰⁾⁽³¹⁾⁽³²⁾⁽³³⁾⁽³⁴⁾⁽³⁵⁾⁽³⁶⁾⁽³⁷⁾⁽³⁸⁾⁽³⁹⁾⁽⁴⁰⁾⁽⁴¹⁾⁽⁴²⁾⁽⁴³⁾⁽⁴⁴⁾⁽⁴⁵⁾⁽⁴⁶⁾⁽⁴⁷⁾⁽⁴⁸⁾⁽⁴⁹⁾⁽⁵⁰⁾⁽⁵¹⁾⁽⁵²⁾⁽⁵³⁾⁽⁵⁴⁾⁽⁵⁵⁾⁽⁵⁶⁾⁽⁵⁷⁾⁽⁵⁸⁾⁽⁵⁹⁾⁽⁶⁰⁾⁽⁶¹⁾⁽⁶²⁾⁽⁶³⁾⁽⁶⁴⁾⁽⁶⁵⁾⁽⁶⁶⁾⁽⁶⁷⁾⁽⁶⁸⁾⁽⁶⁹⁾⁽⁷⁰⁾⁽⁷¹⁾⁽⁷²⁾⁽⁷³⁾⁽⁷⁴⁾⁽⁷⁵⁾⁽⁷⁶⁾⁽⁷⁷⁾⁽⁷⁸⁾⁽⁷⁹⁾⁽⁸⁰⁾⁽⁸¹⁾⁽⁸²⁾⁽⁸³⁾⁽⁸⁴⁾⁽⁸⁵⁾⁽⁸⁶⁾⁽⁸⁷⁾⁽⁸⁸⁾⁽⁸⁹⁾⁽⁹⁰⁾⁽⁹¹⁾⁽⁹²⁾⁽⁹³⁾⁽⁹⁴⁾⁽⁹⁵⁾⁽⁹⁶⁾⁽⁹⁷⁾⁽⁹⁸⁾⁽⁹⁹⁾⁽¹⁰⁰⁾を用いることにし、石炭焚きについてはA(APC)方式の標準定数を参考にして設定した。

ここで設定した制御系ならびにプラントの標準定数を用いて、出力変更(100%→95%、1分)をシミュレーションした結果を第3.10図に示す。



第3.10図 標準モデルと定数を用いた応動特性(100%→95%/分)
Fig. 3.10 Response of the typical model (100%→95%/min.)

3. 3. 2 ドラムプラントモデルの標準定数の設定

(1) プラントモデル標準定数の設定

蒸気圧力・流量モデルの定数算定結果を付録3. 5に示す。同表からは、定格出力や燃料の差異による定数の偏りはないと考えられるので、それぞれの平均値を標準定数とすることにした。第3. 4表にこれを示す。なお、不明な定数の推定に関しては、付録3. 3に示す仮定を用いた。

第3.4表 ドラムプラントモデルの標準定数

Table 3.4 Typical constants of a drum power plant

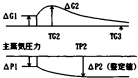
主蒸気系			再熱蒸気系
T_{eva} (SEC)	T_{re} (SEC)	A_{eva}	T_{re} (SEC)
139.7	14.4	10.0	7.7

定数の意味は(3.3), (3.4)式参照

第3. 5表にオープンループ(制御系をロックした状態)での90%出力からの±5% (定格出力換算)の加減弁ステップ応答について、第3. 4表の算定定数と第2. 1表のタービン・ガバナ系定数を用いたシミュレーション結果を示す。実測値が得られなかったため比較はできないが、発電機出力、主蒸気圧力の応答波形ともに妥当と

第3.5表 加減弁ステップ応答における実測とシミュレーションの対比結果
(250MWクラスドラムボイラ、標準定数)

Table 3.5 Comparison of CV step response between test and simulation
(250MW, drum boiler, typical constants)

加減弁開度ステップ増加		シミュレーション
注) $\Delta G1, \Delta P1$: 擾乱後3秒の値 $TG3, TP2$: 設定値から0.1%以下の誤差となる時間	$\Delta G1$ (%)	2.5
	$\Delta G2$ (%)	4.0
	$TG2$ (SEC)	20
	$TG3$ (SEC)	490
	$\Delta P1$ (%)	0.4
	$\Delta P2$ (%)	5.3
	$TP2$ (SEC)	510
	$\Delta G1 / \Delta G2$	0.63
	$\Delta P1 / \Delta P2$	0.08
	$\Delta P1 / \Delta G1$	0.16
注) $\Delta G1, \Delta P1$: 擾乱後3秒の値 $TG3, TP2$: 設定値から0.1%以下の誤差となる時間	$\Delta P2 / \Delta G2$	1.3
	発電機出力	
	$\Delta G1$ (%)	2.6
	$\Delta G2$ (%)	4.1
	$TG2$ (SEC)	20
	$TG3$ (SEC)	540
	$\Delta P1$ (%)	0.4
	$\Delta P2$ (%)	5.9
	$TP2$ (SEC)	590
	$\Delta G1 / \Delta G2$	0.63
注) $\Delta G1, \Delta P1$: 擾乱後3秒の値 $TG3, TP2$: 設定値から0.1%以下の誤差となる時間	$\Delta P1 / \Delta P2$	0.07
	$\Delta P1 / \Delta G1$	0.15
	$\Delta P2 / \Delta G2$	1.4
	主蒸気圧力	

考えられる。

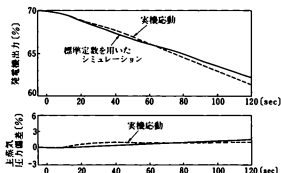
貫流プラントモデルの応動とその形はほとんど同じ形となるが、応動時間はかなりゆっくりしたものとなっている。

(2) プラント制御系定数の検証と設定

定数算定に用いた11機の制御系の構成はプラント毎に違いはあまりなく、ドラムモデル(第3.8図)での構成とほぼ同一であることを確認した。その標準定数については、実機応動およびこれまでに算定したものの⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾を参考にした。

第3.11図は、出力変更試験時(変更速度4%/分)のプラント応動について、標準定数を用いたシミュレーション(ただし、蒸気圧力・流量モデルについては当該プラントの算定定数を使用)と実機応動を比較したものである。実機応動とシミュレーションの合致は良好であり、標準定数が妥当なものであると考えられる。

第3.10図に、標準定数を用いた火力プラントモデルについて、出力変更時の応動特性を示す。



第3.11図 実機試験結果とシミュレーション比較(ドラムプラントモデル)

Fig. 3.11 Comparison between test and simulation (a drum power plant)

3. 4 火力プラントを考慮した電力系統動特性解析例

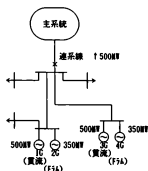
前節で開発したガバナモデルと、本節で開発した火力プラントモデルを組合せ、系統分厘で電源が過剰となった場合の解析例を示す。

想定した系統を第3.12図に示す。分離系統内の2箇所の火力発電所では、それぞれで500MWの貫流型と350MWのドラム型が1基ずつ定格出力で運転中とし、連系線の遮断前潮流については約500MW(主系統へ送電)とした(付録3.6参照)。

シミュレーション結果を第3.13図に示す。系統周波数の上昇(同図(a))により、タービン加減弁が取り込まれる(同図(b))。インターセプト弁は、ガバナとして用いたWH系MHCでは動作していないが、シングルガバナ(GE系MHC)では周波数の過渡変動によって開閉を繰り返している(同図(c))。このインターセプト弁の動きの違いを主な要因として、タービン出力もガバナタイプにより異なっている(同図(d))。

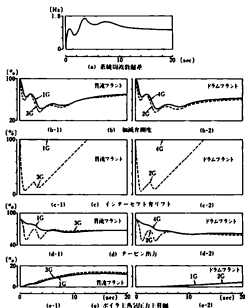
加減弁の絞り込みによって、ボイラからタービンへ流れる蒸気流量が減少し、これによりボイラの蒸気圧力が上

昇する。ドラム型では、蒸気圧力の上昇はわずかであるが(同図E-2)、貫流型ではボイラ蒸気圧力の上昇が大きく(同図E-1)、機率的なプラントトリップ設定値である11.5%を超えており、貫流プラントのトリップを回避して分離系統の安定運転を継続するには、周波数上昇の抑制対策が必要となることがわかる。



第 3.12 図 火力プラントを考慮した電力系統解析例系統

Fig. 3.12 A power system example of dynamics analysis of thermal power plants



第 3.13 図 火力プラントを考慮した電力系統解析例(電源過剰時)

Fig. 3.13 A dynamics analysis example of thermal power plants (excess of generation)

3. 5 まとめ

需給アンバランスに伴う周波数変動時の火力プラントの応動を求めるため、貫流プラントおよびドラムプラントについて、その蒸気流量や圧力変動を求めるモデル、ならびに代表的なプラント制御方式である協調制御方式と、ドラムプラントのボイラ追従方式のモデルを開発した。特に貫流プラントではプラントとしての応答も迅速になっているため、周波数変動に伴う出力変動へのプラント系の影響は、電力系統の緊急時制御を計画・運用する上で非常に重要なものとなっている。

主要な成果を以下に示す。

- (1) 貫流プラントモデルについては、主要なプラント部分について集中系として扱い、圧力、流量モデルを開発した。プラントの制御系については、周波数変動に伴い出力要求値を変更する周波数バイアス、ガバナへの要求値を定める出力制御系、ならびに蒸気圧力制御系を重点的にモデル化した。これらは、周波数変動時のプラント応動としてはガバナの応動について深く、電力系統の緊急状態時の応動を解析するためには不可欠の要素である。
 - (2) 貫流プラントの協調制御方式には、その蒸気圧力制御を加減弁でも行うかどうかによって大きく2種類に分類され、そのいずれについてもモデル化した。
 - (3) 開発したモデルを検証するため、まずプラント単体としての特性としてプラント制御系をロックした試験結果と比較した。また、プラント制御系まで含めたプラント全体としての応動特性は、出力変更試験結果と比較した。その結果、いずれもほぼ良好な合致が得られ、モデルの有効性が検証された。
 - (4) ドラムプラントは、貫流プラントと異なりその制御方式がボイラ追従方式であること、ボイラの保有水量・蒸気量が大きく応動が貫流プラントに比べ遅いことから、貫流プラントとは別にモデルを開発し、貫流プラントと同様の検証を行った。
 - (5) 緊急時制御の検討に必要なシミュレーション解析を容易かつ精度よく実施できるよう、貫流プラント21機、ドラムプラント11機についてその制御方式、機器容積、発電機出力変更等の試験結果、などを調査し、制御方式や燃料による6種類の標準モデルと定数を設定した。
- 以上より、運転員の操作が関与してくる1分間程度までの火力プラントの応動がシミュレーション可能となった。

なお、開発し、設定したプラントモデルと定数は、わが国で使用されている大容量火力プラントのほとんどをカバーするものであるが、基本的な制御方式は本章で示した方式であっても、実際の火力プラントではプラント毎にさまざまな改良が施されており、プラント毎に個性を持った応動を示す。したがって、極めてクリティカルな検討を行う場合には、実際の応動特性を十分に調査するとともに、解析結果を解釈する際にはある程度の裕度を見込んでおく必要がある。

また、今回の調査では、プラント制御系と燃料・給水系モデルの標準定数の設定に必要な実施試験結果が得られなかったプラントが少なかったため、設定した定数の妥当性を今後の機会に確認していきたい。

最後に、本章ではプラントモデルを開発・検証したわけであるが、需給アンバランス時や周波数変動時にはガバナの応動だけでは正確に表現できない、プラントトータルとしての火力プラントの応動の特徴について、次章で詳細に検討する。

第 3. 2 図に示す各部において、質量平衡の式、エネルギー平衡の式はそれぞれ次式で与えられる。

$$\frac{V}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial v}{\partial \tau} \frac{d\tau}{dt} \right) + v(w_i - w_o) = 0 \quad \text{..... (A3.1)}$$

$$\begin{aligned} \frac{V}{v} \left(\frac{\partial h}{\partial p} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial h}{\partial \tau} \frac{d\tau}{dt} \right) + h(w_i - w_o) \\ = h_i w_i - h_o w_o + q + \alpha V \frac{dp}{dt} \times 10^4 \quad \text{..... (A3.2)} \end{aligned}$$

ただし、V : 当該部の容積 (m³)

v : " の出口における流体の比容積 (m³/kg)

w_i : " に流入する流体の流量 (kg/sec)

w_o : " から流出する流体の流量 (kg/sec)

h_i : " に流入する流体のエンタルピー (kcal/kg)

h_o : " から流出する流体のエンタルピー (kcal/kg)

h : " の出口における流体のエンタルピー (kcal/kg) (h=h_o とする)

q : " の流体へ加えられる熱量 (kcal/sec) (主蒸気管では q=0.0)

p : " の出口における流体の圧力(ata)

τ : " の流体の温度 (K)

α : 仕事の熱当量(1/425.9 kcal/kg)

(A3.1)式より、

$$\frac{d\tau}{dt} = \{ -v(w_i - w_o) - \frac{V}{v} \frac{\partial v}{\partial p} \frac{dp}{dt} \} / \left(\frac{V}{v} \frac{\partial v}{\partial \tau} \right) \quad \text{..... (A3.3)}$$

が得られ、これを(A3.2)式の左辺に代入して整理すれば下式が得られる。

$$T_s \frac{dp}{dt} = E_i w_i - E_o w_o + q \quad \text{..... (A3.4)}$$

ただし、

T_s : 当該部圧力時定数(sec)

$$\left. \begin{aligned} T_s &= \frac{V}{v} \left(\frac{\partial h}{\partial p} - \frac{\partial h}{\partial \tau} \frac{\partial v / \partial p}{\partial v / \partial \tau} \right) - \alpha V \times 10^4 \\ E_i &= h_i - h_o + v \frac{\partial h / \partial \tau}{\partial v / \partial \tau} \\ E_o &= v \frac{\partial h / \partial \tau}{\partial v / \partial \tau} \end{aligned} \right\} \quad \text{..... (A3.4')}$$

(A3.4)式を更に、定格出力時の蒸気圧力(蒸発器、過熱器、主蒸気管では加減弁入口圧力、再熱器については再熱器出口圧力)、蒸気流量(蒸発器、過熱器、主蒸気管については主蒸気流量、再熱器については再熱蒸気流量)

で正規化すると、(A3.5)式(本文(3.1)式)、(A3.6)式が得られる。ただし、加熱量に関しては、流体に加えられる熱量をここでは求めていないため、過渡状態においても定常状態と同様にして与えられるものと仮定した。

$$\left. \begin{aligned} P_{1,VA} &= (K_{1VA} W_{1VP} - H_{1,VA} W_{1,VA} + K_{1,VA} R)/(T_{1,VA} \text{ s}) \\ P_{1,M} &= (H_{1,M} W_{1,VA} - H_{1,M} W_{1,M} + K_{1,M} R)/(T_{1,M} \text{ s}) \\ P_{1,M} &= (H_{1,M} W_{1,M} - W_{1,CV} \quad \quad \quad)/(T_{1,M} \text{ s}) \\ P_{2,M} &= (W_{2VP} - H_{2,M} W_{2,M} + K_{2,M} R)/(T_{2,M} \text{ s}) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (A3.5)$$

ただし、

$P_{1,VA}$, $P_{1,M}$, $P_{2,M}$, $P_{2,M}$: 蒸発器、過熱器、主蒸気管、再熱器出口蒸気圧力

$W_{1,VP}$, $W_{1,VA}$, $W_{1,M}$, $W_{1,CV}$: 給水、蒸発器、過熱器、主蒸気流量

W_{2VP} , $W_{2,M}$: 高圧タービン、再熱器出口蒸気流量

$T_{1,VA}$, $T_{1,M}$, $T_{2,M}$, $T_{2,M}$: 蒸発器、過熱器、主蒸気管、再熱器の等価時間定数

R : 加熱量(燃料流量に遅れを持たせた量。各部への比率は定常状態と同じと仮定する。)

その他は、係数であり、(A3.6)式の関係が成り立つ。

$$\left. \begin{aligned} K_{1VA} - H_{1,VA} + K_{1,VA} &= 0 \\ H_{1,M} - H_{1,M} + K_{1,M} &= 0 \\ 1.0 - H_{2,M} + K_{2,M} &= 0 \\ H_{2,M} &= 1.0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (A3.6)$$

付録 3. 2 (3. 3) 式の導出

ドラム、降水管、蒸発管から構成される蒸発器は飽和水と飽和蒸気で占められており、その体積平衡、質量平衡とエネルギー平衡は次式で表される(第3. 6図参照)。

$$\frac{d}{dt} (M^* v^* + M' v') = 0 \dots\dots\dots (A3.7)$$

$$\frac{dM^*}{dt} + \frac{dM'}{dt} = w_i - w_o \dots\dots\dots (A3.8)$$

$$\frac{d}{dt} (M^* h^* + M' h') = q + h_i w_i - h_o w_o + \alpha V \frac{dp}{dt} \cdot 10^4 \dots\dots\dots (A3.9)$$

ここで、 M^* , M' : 蒸発器の飽和水、飽和蒸気の質量 (kg)

v^* , v' : 飽和水、飽和蒸気の比容積 (ml/kg)

w_i : 蒸発器に流入する給水流量(kg/sec)

w_o : " から流出する蒸気流量(kg/sec)

V : 蒸発器(降水管、蒸発管、ドラムの合計)容積 (m³)

h^* , h' : 飽和水、飽和蒸気のエンタルピ(kcal/kg)

h_i : 蒸発器に流入する給水のエンタルピ(kcal/kg) ($h_i = h'$ とする)

p : " (ドラム圧力) (ata)

q : " に加えられる熱量 (kcal/sec)

α : 仕事の熱当量 (1/426.9 kcal/kg)

飽和状態では、

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv''}{dt} &= \frac{\partial v''}{\partial p} \frac{dp}{dt}, & \frac{dv'}{dt} &= \frac{\partial v'}{\partial p} \frac{dp}{dt} \\ \frac{dh''}{dt} &= \frac{\partial h''}{\partial p} \frac{dp}{dt}, & \frac{dh'}{dt} &= \frac{\partial h'}{\partial p} \frac{dp}{dt} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (A3.10)$$

が成立するので、 (dw''/dt) 、 (dw'/dt) を消去して (dp/dt) について解き、貫流ボイラの場合と同様の仮定を設ければ、次式が得られる。

$$T_s \frac{dp}{dt} = K_s w_s - K_s w_s + q \dots\dots\dots (A3.11)$$

$$\left. \begin{aligned} T_s &= W' \left(\frac{\partial h}{\partial p} - \frac{h'' - h'}{v'' - v'} \cdot \frac{\partial v'}{\partial p} \right) + W'' \left(\frac{\partial h''}{\partial p} - \frac{h'' - h'}{v'' - v'} \cdot \frac{\partial v''}{\partial p} \right) \\ &\quad - \alpha \cdot V \cdot 10^4 \\ K_s &= (h_s - h' + \frac{h'' - h'}{v'' - v'} \cdot v') \\ K_s &= (h'' - h' + \frac{h'' - h'}{v'' - v'} \cdot v') \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (A3.11')$$

ドラムボイラの時定数は一般に貫流ボイラの時定数に比べて一桁以上大きい。加熱量と給水量の応答を同一と扱いモデルを簡略化するとともに、貫流ボイラの場合と同様に正規化すれば、次式(本文(3.3)式)が得られる。

$$\begin{aligned} P_{eva} &= (H_{eva} W_{eff} - H_{eva} W_{eva}) / (T_{eva} s) \\ &= (W_{eff} - W_{eva}) / (T_{eva} s) \end{aligned} \dots\dots\dots (A3.12)$$

ただし、

P_{eva} : ドラム出口蒸気圧力[PU], W_{eff} : 給水流量 (= 加熱量と仮定) [PU]

W_{eva} : ドラム出口蒸気流量[PU], T_{eva} : ドラム正規化後時定数(sec)

H_{eva} : 正規化後流量係数[PU/PU],

$T_{eva} = T_{eva}' / H_{eva}$: ドラム正規化後等価時定数(sec)

付録 3. 3 火力プラント定数算定に当たっての若干の仮定の導入

(1) 貫流プラントモデルにおける蒸発器、過熱器のエンタルピ等の推定

(A2.3)～(A2.5)式を用いて定数を算定するには、蒸発器、過熱器、主蒸気管について、入口と出口でのエンタルピ、容積、出口圧力(比容積と偏微分係数を蒸気表から求めるのに要する)の値がそれぞれ必要である。このうち、データが直接には得られない蒸発器と過熱器については、それらの値を以下のように推定する。

① 蒸発器のエンタルピ、容積、出口圧力

超臨界圧では蒸発部を明確に区別できないが、貫流ボイラの定格出力時の運転圧力(250ata程度)では、水・蒸気(以下流体という)は、そのエンタルピが450～625kcal/kgの範囲付近を境にして、熱力学的にそれ以下では水に近く、それ以上では蒸気に近いものとなっている。そこで、蒸発器に流入する流体のエンタルピを450kcal/kg、同部から流出するエンタルピを625kcal/kgとした。

一方、蒸発器の長さ（容積）については、流体のエンタルピは管の長さ方向に沿って線型に増加するものとして、入口と出口のエンタルピ差から求めた。また、蒸発器出口圧力についても、流体圧力は管に沿って線型に減少するものとして、蒸発器の長さ（容積）から求めた。

② 過熱器のエンタルピ、容積、出口圧力

過熱器入口のエンタルピは蒸発器出口と等しいので625kcal/kgとした。過熱器出口のエンタルピについては、主蒸気管出口と等しいとして定格出力時の熱効定因から求めた。容積については過熱器の入口と出口のエンタルピの差から求めた。一方、過熱器出口圧力については、253ataとした。

（２）ドラムプラントモデルにおける蒸発器の容積、圧力等の推定

(A2.11)、(A2.12)式を用いて定数を算定するには、ドラム、降水管、蒸発管からなる蒸発器の容積、圧力（比容積と偏微分係数を蒸気表から求めるのに要る）の推定値がそれぞれ必要である。蒸発器の容積については、降水管と蒸発管の合計容積はドラムの3倍とし、その70%は飽和水、残りの30%は飽和蒸気で占められているとした。一方、圧力については、節炭器入口(200ataと推定)と過熱器出口(174ataと推定)の平均値(187ata)とした。

付録 3. 4 蒸気圧力・流量モデルの定数算定結果（貴波プラント）

プラント 通し番号	定格出力 (kW)	燃料	主蒸気系										再熱蒸気系	
			T _{sat} (°C)	T _{sat} (°C)	T _{sat} (°C)	K _{ss}	H _{ss}	H _{ss}	K _{ss}	H _{ss}	K _{ss}	H _{ss}	A _{ss}	H _{ss}
# 1	450	重・原油	10.7	9.3	1.8	0.15	0.43	0.28	0.46	0.54	29.5	41.2	10.5	1.62
# 2	450	重・原油	21.5	18.7	2.5	0.15	0.43	0.28	0.46	0.54	29.4	41.2	14.0	1.60
# 3	450	重・原油	9.4	8.4	1.9	0.15	0.43	0.28	0.46	0.54	29.3	41.2	10.0	1.61
# 4	500	重・原油	18.6	15.9	2.2	0.15	0.44	0.29	0.46	0.54	29.5	41.2	10.9	1.57
# 5	500	重・原油	16.8	14.3	1.9	0.15	0.44	0.29	0.46	0.54	29.5	41.2	11.9	1.57
# 6	500	重・原油	11.5	9.9	1.3	0.15	0.43	0.28	0.46	0.54	29.5	41.2	10.5	1.57
# 7	500	重・原油	11.3	9.8	1.4	0.15	0.43	0.28	0.46	0.54	29.7	41.2	6.8	1.56
# 8	500	重・原油	13.3	11.5	1.6	0.15	0.43	0.28	0.46	0.54	29.7	41.2	8.6	1.55
# 9	500	重・原油	14.7	12.7	2.7	0.15	0.44	0.29	0.46	0.54	29.1	41.2	7.0	1.54
# 10	500	LPG、重・原油	14.2	7.5	2.2	0.16	0.48	0.32	0.66	0.34	40.3	41.2	16.3	1.63
# 11	500	重油・石炭	15.2	13.4	3.9	0.15	0.43	0.28	0.46	0.54	29.7	41.2	18.7	1.61
# 12	500	石炭	12.5	10.7	2.4	0.15	0.44	0.29	0.46	0.54	29.5	41.2	7.8	1.56
# 13	600	重・原油、LPG	11.6	10.0	2.2	0.15	0.44	0.29	0.46	0.54	29.4	41.2	17.6	1.59
# 14	600	LPG	10.8	9.3	1.9	0.15	0.44	0.29	0.46	0.54	29.5	41.2	6.9	1.56
# 15	700	石炭	15.1	13.2	3.5	0.15	0.43	0.28	0.46	0.54	29.4	41.2	11.8	1.59
# 16	700	LPG	15.1	12.9	2.4	0.15	0.44	0.29	0.46	0.54	29.0	41.2	10.1	1.58
# 17	700	LPG	18.0	15.6	2.5	0.15	0.43	0.28	0.46	0.54	29.0	41.2	11.6	1.63
# 18	700	重・原油、LPG	11.6	9.8	2.1	0.15	0.44	0.29	0.47	0.54	29.0	41.2	10.0	1.60
# 19	700	重・原油	16.2	14.0	2.1	0.15	0.44	0.29	0.46	0.54	28.0	41.2	12.5	1.61
# 20	700	重油・石炭	17.0	14.7	2.3	0.15	0.44	0.29	0.46	0.54	29.5	41.2	13.4	1.59
# 21	1000	石炭	19.3	17.1	4.0	0.15	0.43	0.28	0.46	0.54	29.5	41.2	12.3	1.61
標準定数			14.5	12.3	2.3	0.15	0.44	0.29	0.46	0.54	29.5	41.2	11.4	1.59

付録 3. 5 蒸気圧力・流量モデルの定数算定結果（ドラムプラント）

プラント 通し番号	定格出力 (MW)	燃料	主蒸気系			再熱蒸気系
			T _{eva} (SEC)	T _{ra} (SEC)	A _{eva}	T _{ra} (SEC)
# 1	220	重・原油	155.9	24.0	10.0	9.0
# 2	250	LHG, 重・原油	205.9	22.0	10.0	11.7
# 3	250	石炭	121.9	18.0	10.0	6.6
# 4	250	石炭・重油	171.1	21.2	10.0	5.2
# 5	285	石炭	172.4	14.8	10.0	5.8
# 6	350	重・原油	91.7	6.3	10.0	6.4
# 7	375	重・原油	96.2	8.2	10.0	8.1
# 8	375	重・原油, 石炭	155.8	18.7	10.0	5.0
# 9	375	重・原油	121.0	5.7	10.0	11.4
# 10	375	重・原油	146.0	11.5	10.0	6.1
# 11	400	重油・石炭	98.7	8.2	10.0	9.3
標準定数			139.7	14.4	10.0	7.7

(1) 火力プラント

発電機	定格出力(MW)	ボイラ	タービン・ガバナ	備考
1 G	5 0 0	貫流(APC方式)	1 段再熱WH系MHC(LPT=31)	ボイラ、タービン・ガバナモデルはともに標準定数を使用
2 G	3 5 0	ドラム	" GE系MHC(LPT=11)	
3 G	5 0 0	貫流(APC方式)	" GE系MHC(LPT=11)	
4 G	3 5 0	ドラム	" WH系MHC(LPT=31)	

注) LPT:Y 注"でのガバナモデルタイプ指定番号

(2) 負荷特性

負荷周波数特性	負荷電圧特性	備考
有効、無効分はともに3.33%/Hz	有効分は電圧の1乗特性 無効分は電圧の2乗特性	故障中の電圧低下による負荷脱落は考慮せず

(3) 故障シーケンス

時刻	指定事象	備考
0.0 秒	連系線6LG 故障発生	
0.067 秒	" 6LO により故障除去	これにより火力系統が主系統から分離
20.0 秒	シミュレーション終了	

第4章 大幅な需給アンバランス時の周波数安定化制御方式の開発

わが国は放射状系統が多く、2回線事故の場合には系統が分離され易い。事故前の潮流が大きい線路が分断されると、潮流を受けていた系統では電源不足となって周波数が低下し、送っていた系統では電源過剰となって周波数が上昇する。このような場合に需給アンバランス量が大きいと発電機が脱落していき大規模な停電に至る恐れがあるため、事故発生前の状態から推定して電源や負荷を制限する緊急時制御としての周波数安定化制御（SSC：System Stabilizing Controlとも呼ばれる）が採用されている¹⁾。

電源が不足して周波数が低下する場合、ガバナフリー運転の発電プラントでは調定率に従って出力を増加しようとする。しかし、周波数低下が小さい場合には、買入プラントではプラント制御系の応動により、ガバナの調定率に見合った出力まで増加せず、さらには1分間程度も経過すると出力が事前出力まで戻ってしまう。また、周波数低下が大きい場合には、ガバナフリー運転であっても、負荷制限により定まる出力までしか出力増加は期待できない。この増加期待分（ガバナフリー幅）は、一般にプラントが安定に出力を増加させられる範囲に設定されており、火力プラントではせいぜい5～10%程度である。

電源が過剰となり周波数が上昇する場合にも、発電プラントは調定率に見合せて出力を低下させようとする。周波数上昇が小さい場合には、周波数低下の場合と同様の応動となるが、急激かつ大幅な周波数上昇時には低下時と全く異なる応動を示す。これは、2章で開発したガバナモデルからも明らかのように、ガバナの緊急時動作機構が動作するためである。また、ガバナ単独には、出力を低下させる方向へは、出力を増加させる場合のガバナフリー幅に相当するような制限は全く備えていないため、出力変動も大きくなり、この面からのトリップの可能性も大きくなる。

本章では、まず、電源が不足あるいは過剰となった場合のプラント応動について、前章までに開発したプラントモデルを簡易な系統モデルと組み合わせて、その特徴ならびに安定な運用範囲について明らかにする。

次に、電源過剰時の周波数を安定化させる方式について、同じく簡易な系統モデルと組み合わせた検討を行う。緊急時制御を必要とするような電源不足時には、本章で示すように周波数変動の形そのものは従来のモデルを用いた場合とほとんど変わらず、その対策の考え方も従来手法²⁾をほとんどそのまま踏襲できると考えられる。これに対し、電源過剰時には、ガバナの緊急時動作機構の影響が大きく、周波数変動も複雑なものとなる。このような理由から電源過剰時の対策について検討するものであるが、電源不足時の対策を検討する場合にも同じように考えることができるのは当然である。

需給にアンバランスが生じた場合には、早急に両者のバランスを取るよう制御するのが理想ではあるが、瞬時電圧低下による負荷脱落^{3) 4)}などにより、事故前の状態から推定して完全にバランスを取るよう制御することは不可能である。このため、新しい周波数の安定化制御方式として、制御を2段に分け、最初の制御後の周波数変動を観測して必要になる制御量を推定し制御する方式を提案し、実際の系統を想定した多機系統でのシミュレーション解析により検証する。

4.1 電源不足時の火力プラント応動

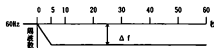
電源脱落や系統分離により電源が不足した場合の火力プラントの応動の特徴を、従来から用いられている簡易なガバナ¹⁾のみで表現した場合と比較しながら示す。その際、プラント応動を同一の条件で比較するため、まず周波数低下の変動状況を仮定した場合と、簡易な系統モデルとプラントモデルを結合した場合について明らかにする。

なお、対象とした火力プラントは、前章までに開発した火力プラントと制御方式の内、応答の違い・重油焚の

負電圧プラントとドラムプラントとし、プラントの制御方式はA（APC）方式（第3.4図参照）、B（DEB）方式（第3.5図）、ドラムボイラ的方式（第3.8図）とした。

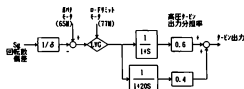
4. 1. 1 周波数低下時の火力プラント応動

電源不足時の周波数低下状況を、第4.1図に示すように5秒まで直線的に低下し以後その値で保持される形で代表させ、低下量をパラメーター（0.1, 0.2, 0.5, 1.0 Hz）とした場合の、各種プラントならびに従来の火力簡易型ガバナ¹⁾（第4.2図参照、本章では以後火力従来モデルと称する）の応動を第4.3図に示す。



第4.1図 想定周波数変動

Fig. 4.1 Expected frequency deviation



第4.2図 従来型簡易ガバナモデル（火力従来モデル）

Fig. 4.2 A simplified classical governor model

ここで仮定した周波数低下状況は、発電機負荷遮断試験時の系統周波数変動などに一般的に見られる傾向である。すなわち、周波数は10秒間以内には一定値に達し、その後若干増加するがその増加量は小さく、場合によっては再度ゆっくりと低下することもあるが、1分間程度はほぼ最初の最低値付近で一定となっている。ガバナのモデルを用いた解析では、このような周波数低下状況は現れず、比較的早めに周波数が最低値に達した後は、徐々に調定率と負荷の周波数特性で定まる周波数へ向かって上昇していく。

このような周波数低下状況となる主な理由は、主要な電源である火力貫流プラントがA方式のプラント制御方式であり、第4.3図の10図に示すように、一旦出力を増加させても段々とその増加分を減少させていくためである。これらのプラント応動の詳細については、次項以降に記す。

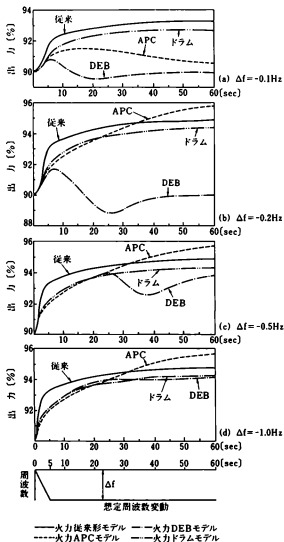
なお、各種プラントの定数の内、プラント応動に影響の大きい下記の定数は、一般的な次の値を用いた。

①ガバナフリー幅：5%

ガバナモータよりロードリミットモータの出力が大きく（ガバナフリー運転）、その幅が発電機定格出力換算で5%あること。

②周波数バイアス幅：±5%

周波数バイアスにより、プラントへの出力要求も周波数変動により変更されるが、その幅を（±5%）に制限した。



第4.3図 各種プラントの周波数低下時の出力応動

Fig. 4.3 Output response of each thermal plant at frequency decrease

③調定率：5%

ガバナおよび周波数バイアスとも5%とした。

④周波数バイアス不感帯：±0.2Hz

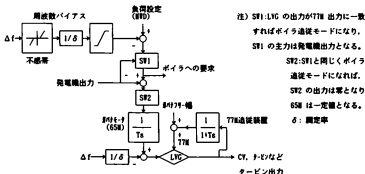
周波数バイアスには周波数の最小変動がプラントへ影響を与えないよう、通常不感帯が設けられている。この不感帯幅を±0.2Hzとした。

⑤系統周波数：60Hz

解析の結果を第4.3図に示し、それぞれの応動に対する考察を以下に述べる。

4.1.2 A(APC)方式プラントの周波数低下時の応動

ガバナフリー運転中のA方式プラントにおける、周波数低下時のプラント出力を決定する要因の概要、すなわち出力制御部分の概要を第4.4図に示す。同図の周波数バイアスの動作を考えれば明らかに、周波数低下の大小により、プラントからの出力増加が第4.3図に示すように異なってくるのが明らかであり、その動作概要を以下に示す。



第4.4図 A方式プラントの出力制御部分概要

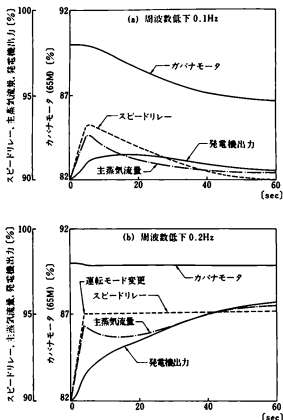
Fig. 4.4 An outline of output control of the A type plant

(1) 周波数低下が小さい場合

周波数低下が小さく、周波数バイアスの不感帯を越えず、また運転モードの変更も起こらない場合（領域1、第4.1表参照）には、A方式の火力プラントの出力は第4.3図(a)に示されるように、いったん出力が増加するが10数秒以後から出力は低下していき、1分程度後にはほとんど事前値に復帰してしまう。本例での出力増加の最大値は、周波数低下による調定率から期待される増加分である3.3%（=0.1(Hz)/60(Hz)/0.05(=100)の4割程度の1.5%しか増加していない。

これは、次のような機構による。すなわち、周波数が低下するのでガバナは加減弁の開度増加を要求した実際に増加させるが、タービン出力増加までには時間遅れがあり、また蒸気流量の増加によって主蒸気圧力も低下するためすぐには加減弁開度の増加に見合った出力増加とはならない。一方プラントに対する出力要求（EVD）は、周波数の低下で周波数バイアスの不感帯内であるため、これによる補正を受けていない。このため、ガバナによって増加した出力はプラントへの要求量よりも大きくなっていくこととなり、ガバナモータ出力を低下させることによ

て実出力を出力要求に合致させようとするためである。この例を第4.5図(a)に示す。



第4.5図 A (APC) 方式火力プラントの周波数低下時応動
Fig. 4.5 Response of the A type thermal plant at frequency decrease

(2) 周波数低下が大きい場合

周波数低下が大きい場合には、周波数バイアスの不感帯を越えているか、運転モードの変更があるかにより、第4.1表に示す領域Ⅱ、Ⅲ、Ⅳが考えられる。ガバナフリー幅があまり大きく設定されていないれば、領域Ⅲは現れない。例えば、ここで設定した定数と運転状態では、周波数低下が0.15 Hzを越えると運転モードの切り換えとなり、領域Ⅲは現れない。

運転モードがボイラ追従モードに切り替わる場合には、出力要求そのものがガバナによる出力指令とほぼ同等に

なるため、出力の低下は生じない(第4.3図bKcXd)。なお、同図において40秒後あたりから、出力増加が5%を若干越えているのは、プラント制御系の過渡応答によるオーバーシュートのためである。

運転モードがボイラ追従モードに切り替わる周波数低下0.2Hz時の諸量の変動を第4.5図(b)に示す。

第4.1表 周波数低下量(Δf)による出力の増加(A方式)

Table 4.1 Output increase due to the amount of frequency decrease (A type)

領域	周波数バイアス不感帯	出力運転モード切り換え	出力変動
I	以内 $\Delta f < d$	無し $\Delta f/\delta < b$	出力は一旦増加の後の出力に戻る。
II	以内 $\Delta f < d$	有り $\Delta f/\delta \geq b$	運転モードが切り換えられ、一旦は0-FI(1)まで増加し、その後 $b \times \Delta f/\delta$ 分まで増加する。
III	以上 $\Delta f \geq d$	無し $\Delta f/\delta < b$	$(\Delta f - d)/\delta$ 分まで増加する。
IV	以上 $\Delta f \geq d$	有り $\Delta f/\delta \geq b$	IIと同じ

注) d: 周波数バイアス不感帯幅, δ : 周定率, b: ガバナフリー幅
領域II, IVでロードリミッターを越えて増加するのは、ロードリミッターがスピードリレー出力に追従するためである。ただし、その増分は大きい。

4. 1. 3 B (DEB) 方式プラントの周波数低下時の応動

B方式の場合はA方式のようなボイラ追従方式への切り換えは行われず、周波数低下時の応動は次のようになる。

(1) 周波数低下が小さい場合

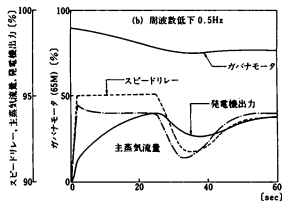
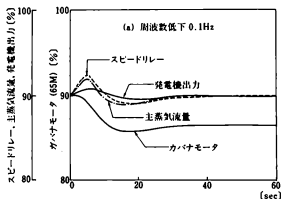
周波数低下が小さく、周波数バイアスの不感帯を越えない場合には、第4.3図(a), (b)に示されるように、A方式と同様にいったん出力が増加するがやはり時間経過とともに出力は事前値に復帰してしまう。この応答性はA方式よりかなり速く、また若干のアンダーシュートも表れている。

B方式では出力増加の最大値も小さく、(a)の場合の例では、周波数低下によるガバナにより期待される出力増加分である3.3%の1/4程度の0.8%しか増加していない。これは、B方式では主蒸気圧力制御を加減弁でも行うため、周波数低下によってガバナが加減弁開度を増加させると蒸気流量が増加し圧力低下が起こるため、これを修正するためにプラント制御系によってガバナへの出力要求である負荷設定(ガバナモータ出力)が引き下げられるためである。この例を第4.6図(a)に示す。

(2) 周波数低下が大きい場合

周波数低下が大きく、周波数バイアスの不感帯を越えている場合には、プラント出力要求も周波数バイアスにより修正されるため、出力は増加していく(第4.3図(c), (d)図参照)。

ただし、周波数低下量が比較的小さい場合には、(c)図にみられるように過渡的に出力増加が低下する場合がある。これは、周波数バイアスによってプラント出力要求が増加されても、給水や燃料流量応答がガバナによる加減弁開度増加より遅いために、主蒸気圧力はしばらく低下したままとなっているため、ガバナモータによる圧力制御がなされるためである。この場合の諸量の変動を第4.6図(b)に示す。



第 4.6 図 B (D E B) 方式火力プラントの周波数低下時応動
 Fig. 4.6 Response of the B type thermal plant at frequency decrease

4. 1. 4 ドラムボイラ（ボイラ追従方式）プラントの周波数低下時の応動

ドラムボイラの場合には、ボイラ追従方式となっているため、第4. 3図に示されるように、出力は周波数低下に応じて増加していく。ただし、その応答スピードは遅く、1 Hz 低下の場合の例では、6.0秒時点で周波数低下によるガバナによる出力増加の期待値である3.3%の8割程度の2.7%の増加にとどまっている。これは、主蒸気圧力の低下を補償するプラント側の応答が遅いためであり、この例を第4. 7図に示す。

4. 1. 5 火力従来形モデルの応動との比較

第4. 3図には、参考文献42で使用された第4. 2図に示される従来形の火力簡易モデルによる応答も示されている。このモデルはガバナのみをモデル化したものである。

同図によれば、火力従来形モデルの応答性は今回開発した3種類のいずれのモデルよりも速くなっている。これは、従来形モデルが蒸気圧力の応答を考慮していないこと、ならびに高圧タービン出力分担率が従来形モデルでは0.6と、今回開発モデルの0.3に比べてかなり大きいためである。この高圧タービン出力分担率については、最近の大容量火力プラントの応答例との比較（第2. 1表の定数を用いた第3. 3表と第3. 5表、あるいは文献36の第3. 1表参照）によれば0.3程度が妥当である。

この参考文献42（同文献中の、主として資料-5、再熱蒸気タービンの出力応答特性）では、再熱蒸気タービンの出力応答特性を実測し、従来モデルでのアナコン解析、タービンの入口出口エンタルピ落差からの検討を行っている。その主な結論は次のとおりである。

①中・小容量（75～375 MW、5機）機の瞬時応答割合は0.35～0.44である。（瞬時応答割合の定義は不明）

②従来モデルでのアナコン解析を実測応答と対応させると、高圧タービン分担率は0.65の場合が合致度が良い。（参考文献42、pp237～241）

③高圧タービン出力特性をエンタルピ落差から考えると、過渡的に高圧タービン分担率が増大する効果があり、その大きさは定常時高圧タービン出力のほぼ1割程度である。

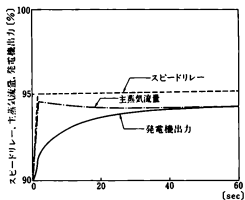
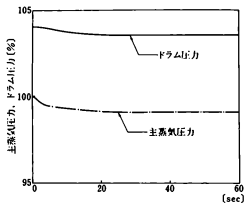
しかし、近年の大容量機の高圧タービン出力分担率（0.3前後）から考えると、③の効果を考えてもこの分担率はあまり増加せず（たとえば、0.30→0.33）、大容量機との実測対比においても0.3程度で充分出力応答の合致がとれているため、本論文で開発したガバナモデルでは0.3を採用している。

4. 1. 6 電源不足時の周波数変動とプラント応動

電源脱落や系統分離などにより電源不足となった場合の周波数変動状況とプラント応動について、簡易な系統と負荷モデルを組み合わせた従来から広く用いられているモデル³³⁾（以後、簡易系統モデルと称する）に、本論文において開発した火力プラントモデルや、第4. 2図の火力従来型モデルを結合して検討する。なお、本項では、火力プラントモデルとして、開発モデルを用いた手法を本手法と呼び、火力プラントモデルのみを従来形モデルで置き換えた手法を従来手法と呼ぶ。

（1）解析条件

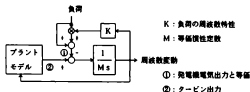
想定した系統条件とプラント条件を、付録4. 1に示す。深夜を想定しているため、負荷制限（ロードリミット）運転の割合が大きくなっているが、全ガバナフリー幅は5%が確保されているとした。また、系統のモデルは等価的な慣性定数を用いたモデルに負荷の周波数特性を考慮した簡易系統モデル（第4. 8図参照）を用いた。ただし、



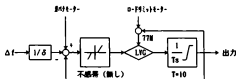
第 4.7 図 ドラムボイラー (ボイラ追従方式)
火力プラントの周波数低下時応動

Fig. 4.7 Response of the drum type thermal plant at frequency decrease

本解析では第4.8図のプラントモデルは、付録4.1に示すように、ガバナフリー運転のプラントとして、水力1種類（第4.9図参照）、火力3種類（本手法の場合、従来手法では第4.2図の1種類）と、ロードリミット運転プラント（周波数低下では出力は変化しないので定数扱い）から構成されている。なお、負荷の周波数特性は、60Hz系統で一般に用いられている3.3%/Hzを用いた。



第4.8図 簡易システムモデル
Fig. 4.8 A simplified power system model



第4.9図 水力発電モデル
Fig. 4.9 A hydro-generation model

(2) 解析結果

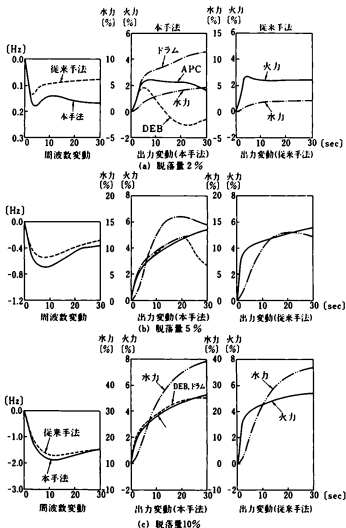
ロードリミット運転の電源脱落量を全出力の2.5、10%とした場合の、解析結果を第4.10図に示す。

いずれの電源脱落量の場合でも、本節での検討結果から推定されるように、従来手法に比べ本手法での周波数低下が大きくなっており、また周波数低下が最大となる時間も遅くなっている。この周波数低下最大値の従来手法との差異は、脱落量が小さいほど顕著となる。特に脱落量2%の場合には、開発したプラントモデルを用いた場合には、いったん周波数が最低となり上昇に転じるが10数秒後からは再び周波数はゆるやかに下降するといった、5%以上の脱落では見られない現象があらわれている。この現象は、発電機がガバナテストによる小規模な電源脱落時に観測される系統周波数変動の傾向によく合致している。

この周波数の再下降は、前章で述べた火力プラントの応答特性から次のように説明される。すなわち、脱落量が2%と小さいために周波数低下量も小さく、したがってA (APC) 方式とB (DEB) 方式の周波数バイアスは動作しない。このため、ガバナによっていったんは増加したこれらの火力プラントの出力は時間経過とともにもとの出力へ復帰していくこととなり、これに応じて周波数も低下していくこととなる。これに対し、従来手法では周波数は最低に達した後徐々に上昇を続けていく。

また、電源脱落量が大きくなる、すなわち周波数低下も大きくなると、本手法と従来手法との差異が小さくなるのは、以下の2項の理由からである。

- ① 本手法の火力プラントモデルでも周波数低下が大きい場合には、周波数バイアスが動作するため出力が事前値に復帰する上で述べた現象は生じない。
- ② 周波数低下が大きくなると、負荷の周波数特性による負荷減少量による影響が、ガバナフリー発電機からの



第 4.10 図 電源脱落時の周波数とプラント出力変動
Fig. 4.10 Response of frequency and generation output at generation shedding

出力増加による影響より大きくなる。これは、ガバナフリー発電機の出力増加がガバナフリー幅で抑えられるためである。(注)

②項での周波数低下による負荷減少量は、たとえば、電源脱落量10%の場合には周波数が2Hz弱低下しているため6%程度となる。これは想定したガバナフリー幅5%と同程度、実際には第4.10図(c)に示されるように、周波数が最低となっている10秒付近では発動している調動分(ガバナフリー発電機による出力増加分)は4%程度であるため、負荷減少分の方がかなり大きくなっている。この傾向は、脱落量が大い程度顕著となり、脱落量20%の場合には火力プラントモデルによる差異はごくわずかとなる。

しかし、プラントの安定運用上重要となる周波数低下1Hz前後では、火力プラントモデルによる周波数低下の差異は1〜2割になり、分離系統内の電源構成によってはこの差異は更に大きくなるため、火力プラントモデルとその特性を充分考慮する必要がある。

(注) ここでは、負荷の周波数特性は周波数の大きさによって変化しない、すなわち線形であると仮定しているためこのようなこととなる。しかし、周波数変動が大い場合の特性は不明な点が多く、需要特性($P=K \cdot f^{\alpha}$)で表されたり、周波数変動の大きさによって特性定数に変化することもあると考えられる。

4. 2 電源過剰時の火力プラント応動

周波数の低下時には、ガバナによる加減弁の開度増加が負荷制限によって制限されるのに比べ、周波数の上昇時には、回転数の過渡の上昇を抑制する必要から加減弁の絞り込みに対しては全く制限は無い。このため、周波数の上昇が大い場合には、蒸気圧力の上昇などによって10数秒程度でもプラントはトリップする可能性がある。

この蒸気圧力上昇によるプラントトリップの可能性は、蒸気圧力の特定数が小さい貫流プラント、その中でもさらに、原則として加減弁を蒸気圧力の制御には使用しないA(APC)方式のプラントが大い。また、このタイプのプラントが最近の火力プラントでは主流を占めていることから、本節ではA方式の貫流プラントを対象に、周波数上昇時の応動について検討する。

検討の手順としては、前期の電源不足の場合と同様、まず周波数変動を仮定して蒸気圧力上昇によるプラントトリップに至らない範囲を求める。次に、電源過剰時にはガバナの緊急時動作機構の動作が極めて重要となるため、簡易系統モデルを用いて電源過剰となる場合の安定運転範囲について検討する。

この安定運転範囲の検討に当たっては、周波数安定化のための緊急時制御が実施されることも想定し、必要となる制御量やその時間についても簡易な系統モデルとプラントモデルを用いて明らかにする。

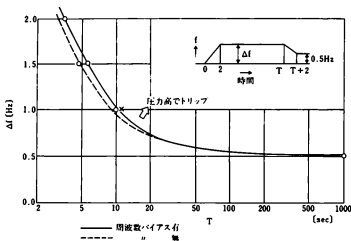
4. 2. 1 周波数上昇時の火力プラント応動

電源過剰となった場合の周波数変動を第4.11図のように仮定し、火力貫流プラントA方式が蒸気圧力上昇にてトリップしない範囲を求めた¹⁾。この周波数変動の形は、周波数安定化のための緊急時制御が実施されることを想定した最も単純な形である。すなわち、系統分離などによって需給のアンバランスが生じ、周波数が過渡に上昇するような場合には、周波数低下の場合と同様、ガバナ動作により一旦は周波数上昇がある周波数で一定となると仮定する。次に、周波数上昇が大い場合には、最終的な周波数(暫定周波数)として定格周波数の $\pm 0.5\text{Hz}$ 程度以内になるように電源制限(電源を制御でトリップさせること)などによる周波数安定化制御が一般に実施されるため、この制御を仮定して暫定周波数が $+0.5\text{Hz}$ となるとした。ただし、ガバナの緊急時動作機構が動作すれば、周波数変動はこれよりも複雑な応動となるが、これについては次項の簡易系統モデルとプラントを組み合わせて検討する。このため、本項ではガバナの緊急時動作機構は動作しないものとして解析を実施した。なお、プ

ラント側の定数は4、1、1項と同じとした。

火力プラントの主蒸気圧力（過熱器出口圧力、 P_{SH} ）がプラントトリップレベルである1.15PUを越える限界を第4.11図に示す。周波数上昇が大きいほど短時間でトリップに至るという反限時的な特性となる。逆に言えば、周波数上昇が比較的大きくても短時間に電源制限などの制御を実施すればプラントトリップに至ることを防ぐこととなる。なお、周波数バイアスの有無で若干の差異がみられ、周波数バイアスがある場合の方が幾分周波数上昇に対して有利となる。

なお、周波数低下時には、負荷制限により出力上昇が制限されているため、蒸気圧力変動（主に低下による）に関しては通常なんら問題は生じない。



第4.11図 周波数上昇時のA方式火力プラントの安定限界

Fig. 4.11 Stable operation region of the A type thermal plant at frequency increase

4. 2. 2 電源過剰時の周波数変動とプラント応動

系統分離などによる電源過剰時の周波数変動は、分離後の系統容量が大きく多数の発電機が並列されている場合には前項のように単純な形になる場合も多いが、周波数変動そのものも当然プラントの出力応動特性に影響される。このため、実機として最も広く採用されているA方式の貫流プラントのみから構成される系統が分離された場合の応動を、周波数変動時のプラント応動を結合して解析できる最も簡略なモデルである簡易系統モデル（第4.8図参照）を用いて検討する。

検討に当たっては、周波数安定化のための緊急時制御が実施されることも想定した負荷変動（需給アンバランス）パターンを与え、安定化に必要な制御量やその時間についても明らかにする。

（1）解析条件

解析に用いた主な条件は以下の通りである。

系統モデル：簡易系統モデル（等価一機慣性モデル、慣性定数＝10秒）

負荷モデル：周波数特性＝3.33%/Hz（60Hz系統）

プラント特性：1機で表現、火力直流プラント、A方式

シングルガバナ（ICV動作をロックの場合EHC特性とほぼ等価な応動となる）

初期（事前）出力：100%

調定率：ガバナ、周波数バイアスともに5%

ガバナフリー幅：5%

周波数バイアスの幅：±20%

ロードリミッタ自動追従機能の時定数：60秒

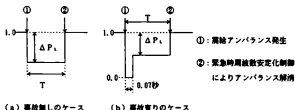
PLUR動作：電流検出型とし、系統事故では不動作

① 負荷変動

第4.12図に想定した負荷変動、すなわち発電機の電気出力の変動（厳密に言えばこの変動に負荷の周波数特性を加えた量が発電機電気出力となる）を示す。同図の ΔP_L が系統分離などに伴う需給アンバランス量であり、これより時間T秒後に緊急時周波数制御によりこの需給アンバランスが解消されるものとした。なお、第4.8図の発電機電気出力（同図の①）とタービン出力（同図の②）の差が過渡時の時々刻々の需給アンバランス量となる。

第4.12図（a）は、軽微故障（2回線にまたがる1相事故再閉路失敗など）で系統が分離される場合で、発電機の電気出力変動は系統分離による変動が主となる。したがって、発電機電気出力は一旦低下し、系統分離後ある一定時間で、緊急時周波数安定化制御としての電圧制限などにより事前出力に戻るものと想定した（事故無のケース）。

同図（b）では、3相事故などにより系統分離となる場合で、発電機電気出力は事故中は零まで低下するものとした。事故継続時間は0.07秒（4サイクル）とし、事故が除去されれば、系統分離となる。その後の経過は（a）と同様とする（事故育りのケース）。



第4.12図 電源過剰時の想定負荷変動パターン

Fig. 4.12 An expected load change pattern at excess of generation

② ガバナ特性

火力プラントのガバナとしてはシングルガバナを想定したが、EHCでは周波数上昇に対してPLURが動作しなければシングルガバナのように不感に動作しないため、ICV（インターセプト弁）の動作、不動作を不確定要因として取り上げた。すなわち、通常のシングルガバナとして動作する場合をICV動作、シングルガバナでICV動作をロックした状態をICV不動作（あるいはロックと表現）とした。ICV不動作の場合のシングルガバナの応動は、CVの開閉時間に若干の差異があるものの、ほとんどEHCの応動と変わらない。このため、想定系

統内のプラントのガバナ構成割合の不明確さ（系統運用などによって発電機の並列状況が異なることなどから生じる）を、ICV動作の有無で表現した。

③ 安定条件

プラントの主蒸気圧力が115%に達するか、周波数変動の最低値が-1.0Hzより低下するかを系統としての安定性の判定条件とする。周波数低下が1Hzを越え、継続時間にもよるが周波数低下による負荷遮断や自家発電機などのトリップが生じる恐れがあるため、周波数低下量1.0Hzも目安として用いた。

（2）事故無し、ICV動作時の解析結果

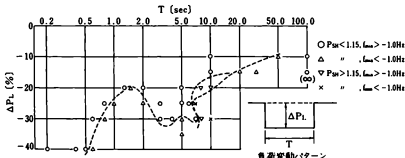
事故無しを想定した分離系統の負荷変動パターン（第4.12図(a)）で、シングルガバナ（ICV動作）の場合の安定限界の解析結果を第4.13図に示す。また、周波数やプラント・カバナの応答例を第4.14図に示す。周波数は、系統分離後の発電過剰によって一旦は上昇するが、ガバナによる絞り込みによってタービン出力を低下させる。その後の電源制限による制御で需給アンバランスが解消されると、一旦周波数は定格よりも低下し、場合によっては1Hz以上低下する場合もあることがわかる。

第4.13図によれば、40%程度の大きな負荷変動でもその継続時間が短ければ、主蒸気圧力上昇、周波数変動ともに小さく、何ら問題は無い（0～0.5秒の領域）。しかし、その継続時間が長くなると、ICVの絞り込みが大きくなるので、負荷回復（電源制限による制御）後の周波数低下が大きくなる（0.5～2秒の領域）。

さらに継続時間が長くなれば、ICVの過渡的絞り込みは負荷回復時にはICVは開く方向に向かっているため、負荷回復後の周波数低下は小さくなり、安定領域は若干拡大する（2～7秒の領域）。この領域での不安定性は、第4.14図に示されるように、負荷減少量が大きいとICV閉後の開放による第2波の周波数上昇が大きくなり、これによってさらにICVが閉じられ、この時に負荷が回復して周波数低下が大きくなることによって生じる。

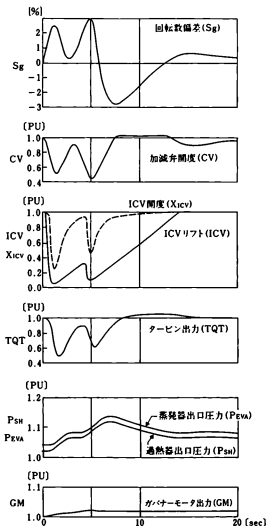
負荷減少の継続時間が7秒以上になると、周波数の上昇が変動しながらでも持続しているため、加減弁の絞り込みも持続し主蒸気圧力上昇が大きくなってプラントトリップに至る（7～10秒の領域）。

さらに負荷減少の継続時間が長い場合には、負荷減少幅が15%程度以下で、かつ負荷のステップ状回復が無ければ、主蒸気圧力上昇はプラントの制御によってトリップまでには至らない。しかし、負荷のステップ状回復があると、ロードリミットモータ（ガバナの負荷制限）の自動追従機能（第4.4図参照）によってロードリミットの出力が小さくなっているため、周波数が低下しすぎることもある。



第4.13図 負荷変動時の安定限界（事故無し、ICV動作）

Fig. 4.13 Stable operation region at load change (without-fault, with-ICV-action)



第 4.14 図 負荷変動時の応動 (事故無し, IGV 動作, $\Delta P_L = -30\%$, $T = 5$ 秒)

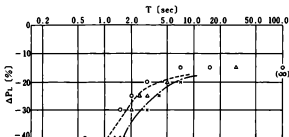
Fig. 4.14 An example of the response to load change
(without-fault, with-ICV-action, $\Delta P_L = -30\%$, $T = 5$ sec)

(3) 事故無し、ICV不動作時の解析結果

事故無し、ICV不動作の条件下での安定領域を第4.15図に示す。

ICVが動作しなければ、ICV動作による大きな過渡的出力変動は生じず周波数変動はなめらかなものとなる。このため、負荷回復（電源制限による制御）のタイミングによる周波数の低下しすぎの現象は現れず、負荷減少の継続時間が短い領域では安定領域が拡大する（2秒以下の領域）。

しかし、ICVによる絞り込みが無いため、周波数上昇の大きさとその種分値は大きくなり、継続時間が2秒以上ともなれば安定領域はICV動作の場合より若干狭くなる。



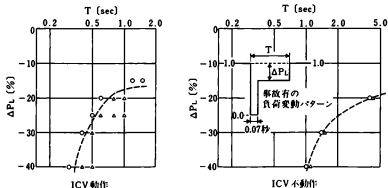
第4.15図 負荷変動時の安定限界（事故無し、ICV不動作）

Fig. 4.15 Stable operation region at load change (without-fault, without-ICV-action)

(4) 事故育りの場合の解析結果

事故を伴った負荷変動時の安定限界を、ICV不動作・動作時について第4.16図に示す。

事故を伴うため、ICV動作の場合にはICVが動作し易くなり、その安定領域は狭くなる。ICV不動作の場合には、(2)で述べた理由により安定領域は事故無しの場合とほとんど変わらない。



第4.16図 負荷変動時の安定限界（事故有り）

Fig. 4.16 Stable operation region at load change (with-fault)

(5) まとめ

本節での、電源過剰となる高給アンバランス時の、アンバランス量と緊急時周波数安定化制御との関係に関する検討結果をまとめると以下のようになる。

- ① シングルガバナのICVのように周波数変動に対して鋭敏に動作するICVが火力プラントに設けられている場合には、主蒸気圧力と周波数低下に関する安定運転範囲は非常に複雑なものとなる。
- ② 事故やICV動作を考慮しても、40%程度までの電源過剰に対しては、事故後0.3秒以内に当量制御を行えば、周波数と火力プラントの両面ともに安定である。ただし、等量制御の「等量」とは、4.3節で述べるような不確定要因も含めた結果として、当該系統内の発電機出力とタービン出力の総和が同じとなることを意味する。
- ③ 最初の制御（第一段制御）が極めて短時間で終わるとし、その制御誤差を、1秒程度後の補正制御で補正できるとすれば、第一段での制御誤差の許容範囲は15～20%となる。ただし、ICV動作が無ければ、その許容誤差範囲は40%程度まで拡大できる。

4. 2. 3 簡易系統モデルによる解析に関する考察

電源脱落や系統分離によって電源と負荷がアンバランスになった場合に、系統周波数変動を大まかにつかみ全体の対策を検討するには、第4.8図に示される簡易系統モデルを用い、プラントも特性毎にまとめた解析で充分と考える。しかし、この方法では以下の諸点は考慮していないため、これらが大きな影響要因となるような検討を行う場合には、適切な手法を選択したり、影響度合の吟味が必要である。

- ① プラント個別の特性でなく、制御方式、運転方式毎に取りまとめた扱いとなるため、並列状況によって異なってくる個別特性による差異は表現されない。
- ② 系統分離や電源脱落等によって生じる潮流変動等の影響を考慮していないため、負荷の電圧変動による効果は考慮できない。
- ③ 系統をまとめて模擬しているため文献43、44等にも示されるような周波数の伝達遅れは表現されていない。
- ④ AFC、VQCなどの比較的ゆっくりした系統制御、ならびに手動操作などは考慮していない。
- ⑤ 負荷の周波数特性は線形と仮定している。
- ⑥ 火力プラントの熱的応答特性は無視している。

このうち、①項については、個別にプラントモデルを作成すれば、対応は可能である。実際、③項で後述のY法¹⁾に個別プラント特性を組み込み、そのデータを用いて簡易系統モデルを作成し高速に解析できる手法¹¹⁾も提案されている。

②項については、簡易系統モデルを用いた手法では不可能であり、潮流計算が可能な手法、たとえば文献47などの手法に火力プラントモデルを組み込む必要がある。

③項については、周波数の伝達遅れが同期化力振動に起因するものであることから、同期化力振動も考慮できる解析手法、たとえば文献4などの安定度解析を主とした電力系統動特性解析プログラム(Y法)、あるいは系統をブロック単位でまとめて同期化力振動を考慮できる系統モデルを使った解析が必要である。Y法では①、②項の点も考慮できるが、長時間解析のためには解析効率が悪くなる。このため、横分刻み時間に影響を与える時定数に関して等価モデルを作成したり^{12)、13)、14)}、刻み時間を調節できる横分手法を採用して解析効率を向上させる手法が研究・開発中である^{15)、16)、17)、18)}。

- ④、⑥項は解析対象時間に関係するもので、数10秒以上の解析を行う場合にはAFCやVQCは考慮する必要

であろう。ただし、AFCは系統が分離されたり、周波数変動が過大となる場合はロックされることがある。また、その制御時間や量は緊急時制御に比べれば遅く、小さいため、緊急時制御の検討では通常は無視して差し支えない。VQCについても、制御時間・量はAFCと同様であるが、電圧面で問題が生じる場合は考慮する必要がある。

一方、⑧項の熱的応動特性については、その応動時間が分以上であるため無視している。ただし、貫流プラントの出力応動特性はほとんどが開発したモデル内の特性で表現され、熱的応動特性からの影響は少ないと考えられるため、プラントの熱的原因によるトリップなどを考えず出力応動特性のみに着目すれば、開発モデルでも分オーダー以上の長時間にわたる解析が可能だと考えられる。

⑨項の周波数変動が大きい場合の負荷特性については不明な点が多く、これからの調査、研究が必要である。

4. 3 周波数安定化制御方式の提案と検証

4. 1節と4. 2節では、電源不足時と電源過剰時の周波数変動やプラント応動について検討した。その結果、電源過剰時の方がプラント応動、周波数変動ともに複雑となること、そのため電源過剰時には、緊急時制御としての周波数安定化制御が必要となる領域やその量について明らかとした。

この制御量としては、完全に需給アンバランスを解消する量が最適であるが、以下に示すような不確定要因のため必ずしもこれを実現できるとは限らない。

- ①電圧低下による負荷脱落量の増大^{11) 12)}：計算機等の精密機器の増加によって、電圧低下が小さく、またその時間が主保護動作よりも短い場合でも、そのショックによって脱落する負荷が増えてきている。
- ②大容量ユニットの周波数条件のシビア化：火力貫流プラントや原子力プラントは、従来のドラムタイプの火力プラントや水力機に比べ、周波数変動に対し敏感に反応し、プラント側の要因によるトリップの可能性が高くなってきている。
- ③電源ユニットの大容量と中小ユニットの運用停止：電源ユニットが大容量化し、また高効率であるため、中小ユニットの運用停止が多くなり、周波数安定化制御の電源制限指令に対する電源制限対象電機機の配分が困難となってきている。

このため本節では、周波数安定化制御を2段に分けた方式を提案する¹³⁾。この方式は、第1段制御では、制御の速さを優先し、その制御量としては負荷脱落などを考慮しない不足量みの制御とする。その後の補正制御（第2段制御）では、第1段制御後の周波数変動状況を1秒間程度観測して必要な制御量を決定し制御する方式である。

また、この提案方式の有効性を、実際の電力系統を想定したシミュレーション解析により検証するものである。

4. 3. 1 周波数上昇最大値と制御誤差

前節での検討結果からも明らかなように、系統分離などによる大幅な需給アンバランス時の周波数安定化制御（SSC）に当たっては等量制御が最も望ましいが、負荷脱落や電源制限対象機の制約等から、必ずしも第一段制御で当量制御が行えるとは限らない。この場合、第一段制御での制御誤差、すなわち需給アンバランス量が大いくと、これを補正する必要が生じることとなる。

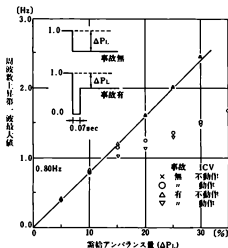
このため、ここでは、補正制御が必要であるか、必要であるならその補正制御量をいくらにすべきかを判定するひとつの方法として、需給アンバランス時の周波数上昇第一波の最大値と制御誤差との関係について、前節と同様の簡易系統モデルとプラントモデルを用いた解析を行った。解析結果を第4. 17図に示す。

図4. 17より、事故の有無やICV動作に関わらず、10%程度の需給アンバランスまでは、周波数上昇第一波の最大値とアンバランス量との間に比例関係が成立し、その係数は0. 80Hz/10%となる。また、この比例関係

は、事故有りかつICV動作の場合を除けば15%程度まで、更にICV不動作の場合には30%程度までの高給アンバランス量に対して成立する。

この比例関係と比例係数は、ここでは考慮していない負荷の電圧特性、発電機とAVRやPSSの特性、系統の潮流状態等によっても若干変化するので、詳細なシミュレーションによって決定しなければならない。しかし、第4.17図での事故有りのケースは、火力プラント出口端での3相事故を想定しているため事故中は電気出力が零まで低下するが、実際の系統では全発電機に対してこのようなことは起こり得ないので、周波数上昇第一波の最大値と高給アンバランス量との比例関係が成立する範囲は、簡易系統モデルを用いた検討よりは拡大すると考えられる。

以上の結果を周波数安定化制御の観点から見ると、第1段階制御は複雑な演算は必要としないので、2～0.3秒もあれば十分制御可能であるので、第4.17図の高給アンバランス量を第1段階制御後の制御誤差と見なすことが可能である。したがって、第一段階制御での種々の不確定要因による制御誤差は、周波数上昇第一波の最大値から判定可能であり、これによって補正制御の必要性、及びその量を決定することができることとなる。



第4.17図 周波数上昇最大値と高給アンバランス量

Fig. 4.17 Relation between maximum frequency rise and demand-supply imbalance

4. 3. 2 周波数安定化制御方式の提案

瞬時電圧低下による負荷脱落などによる高給アンバランス量を考慮した周波数安定化制御方式としては、第4.2表に示す各方式が考えられる。

(1) 一括制御方式

第4.2表の内、f(ΔV)修正による一括制御方式は、事故中の電圧低下量をおる代表的な発電所で計測して負荷脱落量を推定し、周波数安定化制御を一回ですませる方式である。この方式は、一回のみの制御であるため比

較的迅速な制御となるが、次のような欠点を有しており実際に適用するには困難である。

- ① 電圧低下量を極めて短時間で計測する必要がある。
- ② 負荷脱落量にバラツキがあることからその推定に確実性がない。
- ③ 精度を向上させようとすれば数多くの発電所での計測が必要である。
- ④ 電源制限時対象機の制約等による制御誤差を考慮できない。

第 4.2 表 需給アンバランスの不確定要因を考慮した周波数安定化制御方式

Table 4.2 Frequency stabilizing control schemes considering the unknown factors of demand-supply imbalance

制 御 方 式		制御の概要	特 徴
一括制御方式		事故中の電圧変化を計測し負荷脱落量を推定し、1回のみの制御	最も速い 負荷脱落量の推定誤差大
補正制御方式	f(ΔV) 補正	事故中の電圧低下を計測して負荷脱落量を推定し補正制御	負荷脱落量の推定誤差は一括方式よりは少なくできる
	f 補正	第1段制御後の周波数変動状況により需給アンバランス量を推定し補正制御	需給アンバランス量(第1段制御の制御誤差)の推定での確実性が最も高い
	P _c 、P _g 補正	タービン出力合計と負荷合計から需給アンバランス量を求め補正制御	タービン出力の計測困難

(注) 補正制御方式：事故前状態を用いて第 1 段制御を迅速に行い、その後 1 秒程度して必要であれば補正制御を行う方式

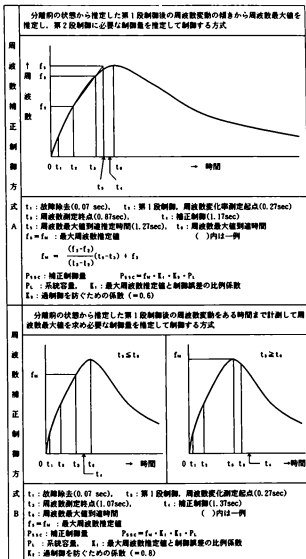
(2) 補正制御方式

一括制御方式以外には、第一段制御を分離点の事前潮流と当量为目标として制御した後、なんらかの方法で第一段制御の制御誤差、あるいは負荷脱落量を推測して補正制御を行う方式がある。この方式では、4. 2 節での検討結果からわかるように、火力プラントの場合には第一段での制御誤差がある程度あったとしても、1 秒前後に補正制御を行うことによって安定運転が可能となるので、短時間の内に負荷脱落量を推定する必要は無い。

この補正制御を行う方式の内、f(ΔV) 補正方式は、f(ΔV) 修正による一括制御方式と同様に、事故中の電圧低下量を計測して、負荷脱落量を推定し、補正制御を行う方式である。この方式では、補正制御を行うまで比較的時間があるので、電圧低下量の計測が確実になること、電圧計測点を複数にできる可能性があることから、負荷脱落量の推定は一括制御方式よりは確実となる。しかし、一括制御方式と同様に、負荷脱落量のバラツキと、電源制限時対象機の制約等による制御誤差を考慮できないことが欠点となる。

f 補正方式は、負荷脱落量そのものを推定する方式というよりは、すべての不確定要因を含めた需給アンバランス量で定まる周波数変動から制御量を決定する方式である。このため、負荷脱落のみではなく、電源制限時対象機の制約なども含めた、全体としての制御誤差に対する補正制御が可能となるので、最も確実である。

一方、P_c、P_g 補正は、事故後のタービン出力の合計と負荷の合計により、制御誤差の推定を行う方式であるが、タービン出力を計測することが困難であること、代表発電機のための計測では制御誤差を推定できないことから、実用性は困難である。



第 4.18 図 提案する周波数補正制御方式
 Fig. 4.18 Proposed frequency supplementary controls

(3) 提案する周波数安定化制御方式

以上の考察から、補正制御の内、周波数変動から制御誤差を推定し制御する「補正方式」を提案する。

周波数から制御誤差を推定する方法としては前節で検討した周波数上昇最大値から推定する方式が適当であり、この周波数上昇最大値を推定する方式としては、第4.18図に示す2方式を提案する。A方式は2時点の周波数から周波数上昇最大値を推定する方式であり、B方式はある時点までの周波数の最大値を周波数上昇最大値とする方式である。この両方式の得失については、後述のシミュレーションによる検討によって明らかとなる。

4. 3. 3 シミュレーション解析による提案方式の検証

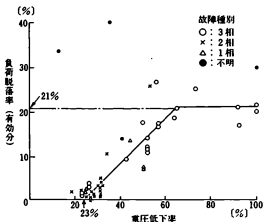
本項では、実際の電力システムでの系統分離を対象として、前項で提案した補正制御方式の検証を図るため、安定度解析を主として開発された電力系統動特性解析プログラム（Y法）¹¹⁾に、第2.3章で開発した火力プラントを組み込んだ解析を行う。

対象とした系統の全電源出力は15.2GW、負荷は12.6GW、分離前の幹線（ここではA幹線（500kV）とする）潮流は2.5GWである。

(1) 負荷脱落

大幅な電圧変動時の負荷脱落特性は参考文献15でも調査され、第4.19図のような特性が得られている。

同図に見られるように、負荷脱落特性にはかなりのバラツキがあるが、これを同図に示されるような直線、即ち(4.1)式で近似してA幹線の分離系統側変電所ならびにA幹線の本系統側変電所至近端での3相地絡（3LG）事故時の分離系統全体での負荷脱落量を算定すれば第4.3表のようになる。これによれば、事故を伴って系統が分



第4.19図 負荷脱落特性例

Fig. 4.19 An example of dropping off of load

離される場合には、2%程度から10%程度の負荷脱落が想定されることとなる。

$$\Delta PL = 0.5 \cdot [(V_s - V_{min}) - 0.23] \cdot PL \quad (4.1)$$

ただし、 $0 \leq \Delta PL \leq 0.21 \cdot PL$ 。

ΔPL : 負荷脱落量、 PL : 負荷事前値

V_s : 負荷点電圧事前値(PU)、 V_{min} : 負荷点電圧最低値(PU)

第4.3表 A幹線事故による負荷脱落推定値 ()内は低下巾

Table 4.3 The expected amount of dropping off of load due to A-line fault

		分離系側S/S 3LG	本系統側S/S 3LG
分離系側S/S 電圧最低値	500kV	0.003 (1.000)	0.455 (0.548)
	275kV	0.501 (0.499)	0.731 (0.269)
負荷脱落量 (GW)		1.258GW	0.320GW
脱落率 [%]		9.96%	2.53%

(2) 解析条件と解析結果の一覧

第4.3表に示すように、A幹線分離系側変電所至近端3相事故での負荷脱落量は最大でも約10%であるが、実際の負荷脱落の不確定量と、電源制限対象機の制約による制御誤差も負荷脱落量に含めて表し、負荷脱落量の検討範囲は0~40%とした。

また、制御目標としては、以下を考慮した。ただし、電圧面については対象系統では系統分離などによる電圧変動は少ないため、特に制御目標として考慮していない。

- ① プラントがトリップしないこと。
- ② 周波数低下が周波数低下リレーの整定値である59Hz以下にならないこと。
- ③ 整定周波数がプラントの連続運転許容範囲である60±0.5Hz以内であること。

第4.18図に示される補正制御方式A、Bでの各パラメータとしては、A方式では同図の通りであり、B方式では周波数変動測定終点となる時間(t_s)をパラメータとし、B1、B2、B3のケースではそれぞれ1.07、1.57、2.07秒とし、補正制御時間(t_r)もこれに応じて変化させた。また、過制御を防ぐための係数Kは、A方式では一次近似を用いているため0.6とし、B方式では0.8とした。また、4.3.4項で述べるように周波数最大値と制御誤差(需給アンバランス量)との関係の係数Kは、ここでの実際の系統のシミュレーション結果を基に0.65Hz/10%を用いた。

解析ケースの一覧を結果のまとめとともに第4.4表に示す。主な変更パラメータは次の通りである。

- ①第1段階での負荷脱落見込み量：第4.3表にあるように負荷脱落量は事故点によって2~10%までが見込まれる。この脱落を10%見込んで第1段階を実施する場合と全く見込まない場合を想定した。
- ②実際の負荷脱落量：種々の不確定要因も考慮した結果として、0~40%の負荷脱落量とした。
- ③ICV動作：前節での検討結果によれば、ICV動作の有無により周波数変動に大きな差異が現れるため、通常動作の場合とロックして不動作とした場合を検討した。
- ④補正制御：第4.18図のA、B方式とし、B方式では時間をパラメータとした。

第 4.4 表 解析ケース一覧と解析結果の概要

Table 4.4 Summary of analysis and its results

第 1 段階での負荷脱落見込量	負荷 脱落量	ICV 動作	補正制御			火力	BM	BE	f-	fi	ケース番号
			方式	時間	量						
10%	0%	動作	—	—	—	○	○	○	×	×	10-0-1-0
	10	"	—	—	—	○	○	○	○	○	10-10-1-0
	20	"	—	—	—	○	○	○	○	△	10-20-1-0
		"	A	1.17	0.94GW	○	○	○	○	○	10-20-1-A
	30	"	—	—	—	×	×	×	○	○	10-30-1-0
		"	A	1.17	1.69GW	○	×	○	○	○	10-30-1-A
	40	"	—	—	—	×	×	×	○	×	10-40-1-0
0%	0%	動作	—	—	—	○	○	○	○	○	0-0-1-0
	10	動作	—	—	—	○	○	○	○	△	0-10-1-0
		ロック	—	—	—	○	○	○	○	△	0-10-0-0
		動作	A	1.17	0.94GW	○	○	○	○	○	0-10-1-A
	20	動作	—	—	—	×	×	○	○	×	0-20-1-0
		ロック	—	—	—	○	×	×	○	○	0-20-0-0
		動作	A	1.37	1.60GW	○	○	○	○	○	0-20-1-A
		ロック	A	1.37	1.60GW	○	×	○	○	○	0-20-0-A
		動作	B-1	1.37	1.69GW	○	○	○	○	○	0-20-1-B1
		"	B-2	1.87	"	○	×	○	○	○	0-20-1-B2
		"	B-3	2.37	"	○	×	○	○	○	0-20-1-B3
		ロック	B-1	1.37	1.82GW	○	×	○	○	○	0-20-0-B1
		"	B-2	1.87	2.14GW	○	×	○	○	○	0-20-1-B2
	30%	動作	—	—	—	×	×	×	○	×	0-30-1-0

注) 補正制御 B1, B2, B3 : 第 4. 18 図での B 方式での制御時間 (t_c) が表中の値
 火力 : 主蒸気 (過熱器出口) 圧力が 11.5% 以内を○, それ以上を×
 BM : MHC 方式の BWR, ○は安定, ×はトリップ
 BE : EHC 方式の BWR, ○は安定, ×はトリップ
 f- : 周波数最低値, ○: 5.9Hz 以上, ×: 5.9Hz より小
 fi : 擾乱後 1.5 秒時点の周波数 (安定周波数), 6.0Hz に対しそれぞれ,
 ○: ±0.45Hz 以内, △: ±0.45~0.50Hz, ×: ±0.50Hz より大

これらのパラメータを含めた解析ケース番号の指定方法は下記によった。

ケース番号 10-20-1-A = (a)-(b)-(c)-(d)

(a) : 第1段階制御での負荷脱着見込み量 (10, 0%)

(b) : 実際の負荷脱着量 (0, 10, 20, 30, 40%)

(c) : I C V動作 (1), I C Vロック (2)

(d) : 補正制御の方式。 0 = 補正制御無し

(3) 第1段階制御で負荷脱着を見込む場合

系統分離に伴い負荷脱着も発生しているものとして第1段階制御を実施する場合である。ここでは10%の負荷脱着を見込んだ場合の解析結果について第4, 4表をもとに説明する。

実際に負荷脱着がなかった場合には、当然見込んだ量の電圧不足となり周波数低下が大きくなりすぎる(10-0-1-0, 解析ケース番号であり、以下同様)。

第1段階制御での負荷脱着見込みと同じ負荷脱着が生じた場合には、これも当然であるが、周波数の変動も小さく、プラントへの影響も少ない(10-10-1-0)。しかし、負荷脱着量が見込みより10%も大きいと、第1段階制御のみでは安定周波数が連続許容運転範囲の0.5Hzに極めて近づく(10-20-1-0)が、補正制御によって全く問題が無くなる(10-20-1-A)。

さらに実際の負荷脱着量が増加すると、火力プラントや原子力プラントもトリップに至るが、補正制御を導入すればMHCの原子力(BWR)プラントはトリップするが、その他のプラント及び周波数面では安定化する(10-30-1-0-A)。しかし、第1段階制御での制御誤差が3.0%にもなると、原子力プラント(BWR)はすべてここで考えている補正制御の制御までの時間内にトリップしてしまうために補正制御は効果を発揮できない(10-40-1-0)。なお、ここで検討している分離系統にはBWR原子力プラントが3機含まれており、これらのモデルは参考文献56-60を基に実際に近い特性となるよう定数等を調整したモデルを用いている。

(4) 見込み制御を行わない場合

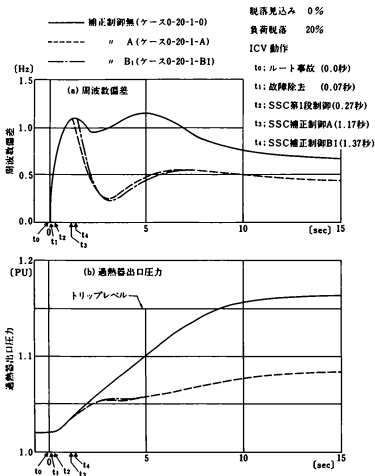
第1段階制御で負荷脱着の見込み制御を行わない場合についても、制御誤差(ケース番号の(b)と(n)の差)が同じであれば、見込み制御を行った場合と同様の結果が得られている。

一方、補正制御の方式による比較を行えば、A, B方式による安定性に対する差異はほとんど見られない。しかし、I C Vロック時の補正制御量で比較すれば、A方式では1.60GWなのに対し、B1では1.82GW、B2では2.14GWとなり、A方式の方が少なくてすむこととなる。

(5) 補正制御の効果

第4, 20図に周波数安定化制御(SSC)に補正制御を採り入れた場合の効果の例として、0-20-1のケースでの周波数と蒸気圧力変動について示す。負荷脱着を見込まない第1段階制御により、制御誤差が2.0%あるため、周波数上昇は1Hz以上の状態が5秒程度継続し、安定周波数も0.7Hz程度の上昇となっている。このため、主蒸気圧力(過熱器出口圧力)も9秒程度で115%を越え、プラントトリップとなることが予想される。

これに対し、AあるいはB方式での補正制御を実施すれば、周波数上昇の最大値はほとんど変わらないがその継続時間が短くなり、安定周波数も0.5Hzより低下している。このため、主蒸気圧力も108%までの上昇で収まっており、プラントは安定に運転継続できるものと想定される。



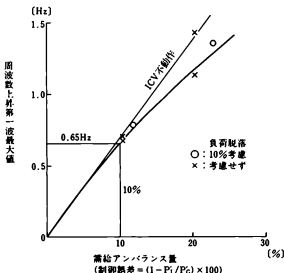
第 4.20 図 周波数安定化のための補正制御の効果

Fig. 4.20 Effectiveness of frequency stabilizing supplementary control

4. 3. 4 周波数安定化制御の制御誤差に関する考察

(1) 周波数安定化制御誤差と周波数最大値

第一段の周波数安定化制御後の需給アンバランス量すなわち制御誤差 $(= (1 - P_i' / P_c') \times 100, P_i', P_c'$: 第1段制御後の負荷、タービン出力の総量) と周波数最大値の関係を、第4. 21図に示す。その係数はICV動作に関わらず、ほぼ一定で $0.65 \text{ Hz} / 10\%$ となっている。この値は、第4. 17図に示す火力プラント単体で簡易システムモデルを用いた場合の $0.80 \text{ Hz} / 10\%$ より小さくなっている。この差異の主要な原因としては、Y法による詳細シミュレーションでは、電源過剰となった場合には有効電力のみではなく無効電力も過剰となること、また一部発電機にはPSSが考慮されていることなどにより、負荷点の電圧が上昇して負荷が過渡的に大きくなるためと考えられる。



第4.21図 実システムのシミュレーションによる周波数上昇最大値と制御誤差

Fig. 4.21 Relation between maximum frequency rise and demand-supply imbalance (control error) by simulation of the real power system

(2) 制御誤差の推定精度

第4. 5表に、補正制御方式A、Bでの需給アンバランス量の推定値と実際の制御量などの関係を示す。

推定補正量(第一段制御後に需給バランスをとるために必要となる補正量の推定値)の見積り誤差は、補正方式Aでは推定補正量を大きめに見積もっており、その時の最大見積誤差は11%程度である。逆に、補正方式Bでは推定補正量を小さく見積もることとなり、その時の最大見積誤差は18%程度となるが、周波数の計測時間を長くすると、若干推定精度が向上することがある。また、両方式ともに、ICV動作時の方が、不動作時よりも幾分少なめに見積もっている。これは、第4. 21図からもわかるように、ICV動作時には制御誤差(需給アンバランス量)が大きくなるとICVダッシュポット特性の非線形性のために、周波数上昇最大値が制御誤差に比例して大

きくならないためである。

ただし、この程度の推定誤差は、第一段制御で容量制御を目標とした制御がなされていれば、ほとんど問題はないと考えられる。即ち、第一段での負荷脱落等も含めた制御誤差が2.0%、補正制御での誤差も2.0%であったとしても、全体から見た誤差は4%にしかないからである。

なお、本検討例では、系統容量が大きいことから、電源制限対象機としてはほぼ補正制御での推定補正量通りの組み合わせが得られるが、系統容量が小さい場合にはこの組み合わせが困難となるため、実系統に則した検討が必要となる。

第4.5表 補正制御方式A、Bにおける制御誤差の推定と実際の誤差

Table 4.5 Estimation of control error and real error of the supplementary control A and B

方式	ケース番号	第1段階見込み制御量	実際の負荷脱落量	周波数			推定制御誤差	系統容量	推定補正量 P_1	実補正量 P_2	$P_1 - P_2$	補正制御時間	等量補正量 P_3	$P_1 - P_3$
				f_1	f_2	f_3								
				Hz	Hz	Hz								
		%	%	Hz	Hz	Hz	%	GW	GW	GW		秒	GW	
方式A	10-20-1-A	1.0	2.0	0.63	0.77	0.86	13.2	11.47	1.51	0.94	0.62	1.17	1.38	1.10
	10-30-1-A	"	3.0	0.73	1.20	1.51	23.2	"	2.66	1.69	0.64	"	2.64	1.01
	0-10-1-A	0	1.0	0.55	0.67	0.75	11.5	12.72	1.46	0.94	0.64	"	1.36	1.08
	0-10-0-A	"	"	0.55	0.68	0.77	11.8	"	1.50	0.94	0.63	"	"	1.11
	0-20-1-A	"	2.0	0.63	1.05	1.33	20.5	"	2.61	1.60	0.61	"	2.62	1.00
	0-20-0-A	"	"	0.63	1.08	1.38	21.2	"	2.70	1.60	0.59	"	"	1.03
方式B	0-20-1-B1	0	2.0	1.07	1.10	16.9	12.72	2.15	1.69	0.79	1.37	2.62	0.82	
	0-20-0-B2	"	"		1.57	"	"	"	"	"	1.87	"	"	
	0-20-0-B3	"	"	2.07	"	"	"	"	"	"	2.37	"	"	
	0-20-0-B1	"	"		1.07	1.18	18.2	"	2.31	1.82	0.79	1.37	"	0.88
	0-20-0-B2	"	"	1.57	1.36	20.9	"	2.66	2.14	0.80	1.87	"	1.01	

注) f_1 : A方式では周波数安定化制御定時点(t_1)での周波数上昇分、B方式では周波数変動制御定時点(t_1) [秒]
 $f_3 = f_{\text{max}}$ 、最大周波数推定値
 推定制御誤差: 補正制御論理で推定した第1段階制御後の制御誤差
 系統容量: 第1段階制御により電源制限された発電機を除いた分層系統内発電機容量の和
 推定補正量 P_1 : 補正制御で必要となる電源制限量の推定値
 実補正量 P_2 : シミュレーションにて実際に電源制限した発電機の事前出力の和
 等量補正制御量: 等量制御となるように電源制限する場合の電源制限量

4. 3. 5 周波数安定化制御に関するまとめ

本節ならびに4. 2節での検討により、以下の結論が得られた。

- ①負荷脱落を考慮しない従来方式の制御では、負荷脱落や電源制限対象機の制約によっては、周波数上昇によってプラントがトリップにいたることがある。
- ②一方、負荷脱落を見込んだ補正制御無しの一括制御方式では、負荷脱落量が見込みより小さかった場合に周波

数が低下しすぎることがあるので、補正制御を考慮した制御が必要である。

③しかし、補正制御を考慮する場合にも、計測の容易な分離点の事前潮流と等量の制御を目的とした第一段制御は必要である。

④この第一段制御での制御量が不足した場合には、補正制御が動作することとなり、補正制御の方式としては、

A、B方式ともに推定誤差は大きなことから、制御時間の短いA方式が適当である。

⑤補正制御を効果的に行うためには、第一段制御後の電源過剰量は少なくとも20%程度以下にする必要がある。

4. 4 まとめ

第2、3章で開発した火力プラントとガバナモデルを用いて、需給アンバランスとなる緊急状態でのプラント応動と周波数変動について、緊急時制御としての周波数安定化制御を考慮して検討した。次に、プラント応動や、負荷脱落などの不確定要因などから厳しい制御を要求される電源過剰となる大規模需給アンバランス時の、新しい周波数安定化制御方式である補正制御方式を提案し、シミュレーションによりその有効性を検証した。

明らかとなった主要な結果は次の通りである。

- (1) 電源が不足する場合のプラントの応動は、不足量が小さく周波数低下も小さい場合には、火力貫流プラントのプラント制御系動作によってガバナのみの応動とは全く異なる応動特性を示すことを明らかにした。すなわち、周波数低下によってガバナにより出力は一旦は増加するが、プラント制御系の応動により1分間程度で出力は戻ってしまう。
- (2) しかし、電源不足が大きく周波数低下も大きい場合には、プラント制御系に備わっている周波数バイアス装置の動作によって、ガバナ単独の場合よりは電源出力の増加は若干少なくなっても、ガバナのみを考えた場合と同じような応動となることを明らかにした。なお、周波数低下が大きくても発電機の出力はガバナに備わっている負荷制限によって制限されるため、プラントとしての安定性は通常問題とはならない。
- (3) 電源が過剰となり周波数が上昇する場合はプラントは出力を低下させる。しかし、電源不足時の負荷制限のように出力変動幅を制限する装置がガバナには備わっていないため、過剰率や周波数上昇の程度によってはプラントがトリップすることが考えられる。このため、緊急時制御としての周波数安定化制御も考慮して周波数変動状況を仮定し、プラントとしての応動が速い主風気圧力上昇面からの安定運転範囲を明らかにした。
- (4) プラントモデルと簡易な系統モデルを用いて、電源が過剰となる場合の周波数変動とプラントを安定とするために要求される、周波数安定化制御の制御誤差や制御時間の範囲を明らかにした。この範囲は、ガバナの特性に大きく依存し、シングルガバナのように1CVが周波数変動に敏感に動作する場合には若干狭くなる。
- (5) 需給アンバランスが大幅となる場合には、事故に伴う負荷脱落などの不確定要因により事故前状態からアンバランス量を推定するのは困難である。このため、需給アンバランス解消のための新しい制御方式を提案した。これは、制御を2段に分け、最初の制御では迅速性を優先し、事故前の状態からとりあえずの制御を実施し、その後の周波数変動状況を観測することにより残された需給アンバランス量を推定し、必要があれば補正制御を実施する方式である。
- (6) 実際の電力系統を想定し、負荷脱落量などを仮定した詳細なシミュレーション解析により、提案方式の有効性を検証した。

付録 4. 1 電源不足時の周波数変動とプラント応動解析の想定条件

全容量 135 %	全ガバナフリー巾 5.0 %
全出力 100 %	負荷周波数特性定数 3.3 %/Hz
慣性 11.2 秒	ガバナ調定率 5.0 %
	周波数バイアス調定率 5.0 %

(特に断らない場合は全出力をベースとした%値で示す)

		ロード リミット 運転	ガバナフリー運転				合 計	
			水力	火力プラント				
				APC	DEB	ドラム		
本 手 法	容量	65	5	35	15	15	135	
	出力	自己ベース	100	50	50	50	50	—
		全出力ベース	65	2.5	17.5	7.5	7.5	100
	ガバナフリー幅		0	42.0	6.0	6.0	6.0	—
	周波数バイアス幅		0	—	6.0	6.0	—	—
従 来 手 法	容量	65	5	まとめて 65			135	
	出力	自己ベース	100	50	まとめて 50			—
		全出力ベース	65	2.5	まとめて 32.5			100
	ガバナフリー幅		0	42.0	まとめて 6.0			—

注) ガバナフリー幅、周波数バイアス幅は自己容量ベース

第5章 系統間並列時の制限要因の解明

超高压送電線のルート断となるような重大事故時には、一部の電力系統が分離されることがある。この分離された系統（以下分離系統と呼ぶ）では、前章で検討したような緊急時周波数安定化制御などにより、必要に応じて高給バランスなどの調整が行われ、分離系統を安定化する努力がなされる。その後、分離系統内の電源出力を調整して早期に本系統と並列し、電源制限や負荷制限を解消し、信頼度を向上させることが、一般的な系統復旧の考えかた^{*)}であり、電力系統の緊急状態が継続していることから一面では緊急時制御の一環と考えることもできる。この分離系統の並列を早期に行うためには、電源出力の調整方法とともに、並列時の電氣的、機械的条件およびこれに伴う諸現象を明確にしておく必要がある。

ところで、発電所において発電機（同期機）を系統へ並列（これを同期並列と呼ぶ）する際の現象については、発電機の健全性の観点からその電磁トルクや電機子電流についての解析や理論的解明が早くから行われ^{*)}、近年では、軸トルクの観点からも解析がなされている^{*)}。また、同期電動機の同期引き入れ現象や脱調後の再同期現象についても研究がなされている^{*)}。

一方、最初に述べたような復旧時の分離系統の並列のように系統どうしを並列する場合（これを系統間並列と呼ぶ）には、発電機の同期並列条件を参照したり経験によりその並列条件（並列点での電圧位相差、周波数差、電圧差）が定められているにすぎない。しかし、系統間の並列時には、同期並列時に問題となる発電機の電磁トルク、軸トルク、電機子電流の大きさのみではなく、安定度やプラントの安定運用性も大きな問題となってくる^{*)}。

このため、本章では、まず発電機の短絡現象と比較しながら系統間の並列現象が発電機に与える影響を明らかにする。次に多機系統での系統間並列時の安定度やプラント応動の解析ができるシミュレーション手法を開発し、これを回転型の発電機を有する交・直流電力系統シミュレータでの試験により検証する。その後、実際の電力系統を想定したシミュレーション解析により、系統間並列に当たっての種々の制限要因を明らかにする。

5.1 系統間並列時の発電機に関する制限要因

系統間並列を実施する場合には、並列点での電圧差、周波数差、電圧位相差の3項目をどのような値以内に調整するかが実用上重要であり、これらの範囲が広いほど復旧の迅速化に直結する。本節では主に発電機に關した電磁機械的制限要因について検討し、電力系統やプラントに關した制限要因については、5.4節で検討する。

5.1.1 系統間並列時の制限要因

系統間並列では、並列点での両系統間の周波数差、電圧位相差、電圧差がある範囲にあることを確認して並列される。その範囲は、発電所における発電機の同期並列条件や経験から定められているが、広くても周波数差 $\pm 1\text{Hz}$ 程度、位相差 ± 30 度程度、電圧差 $\pm 10\%$ 程度以内に設定されている場合が多い^{*)}。このため、本論文においても、特に断らない限り、この範囲内での並列を対象とする。

第5.1表に系統間並列時の上記条件を制限する要因を示す。本節では、同表で*印をつけた項目、すなわち発電機の電磁機械的耐量に関する検討を行う。

第5.1表 系統間並列時の制限要因

Table 5.1 Constraints at system paralleling

検討対象	制限要因
電力系統	安定度、電圧変動、負荷脱落の有無
発電機	周波数、電圧、電機子電流(*), 電磁トルク(*), 界磁電流(*), 逆相電流(*)
タービン ・ガバナ	周波数、軸戻りトルク(*), ガバナの急速動作
火力 プラント	加減弁・ICVの動作、 蒸気圧力、プラント出力追従能力
原子力 プラント	加減弁・バイパス弁の動作、 原子炉圧力、中性子束

注) * : 本節での検討対象制限要因

5. 1. 2 系統間並列時の電磁トルクと電機子電流

並列時の条件を定めるに当たって、まず位相差の影響を考察するために、系統間並列直後の最大電磁トルクと、最大電機子電流を求め、3相突発短絡時のこれらの変動量と比較し、その許容範囲を求める。

並列時に位相差がある場合は、(5.1)式で与えられる無負荷発電機の同期並列時のトルク変動^{*)}からもわかるように、定格周波数で変動する成分(交流分)と、平均的に変動する成分(平均分)とからなっている。交流分には、初期過渡の突極性($X_d' \neq X_q'$)がある場合、定格周波数成分以外にその2倍周波数成分も現れるが、通常は突極性が大きくないので無視される。

$$T = e^1 / X'' [\sin \Delta - 2 \sin(\Delta/2) e^{-\gamma} \cos(r + \Delta)] \quad \dots\dots\dots (5.1)$$

ただし、 e : 発電機端子電圧、

$r = 2\pi f_s t$, $d = R/X''$, f_s : 定格周波数

R, X'' : 経路の抵抗とリアクタンスも含んだ発電機の電機子抵抗、

初期過渡リアクタンス

Δ : 並列時電圧位相差(発電機側が進んでいる場合を正とする)

一般の系統間並列時には発電機は無負荷ではないので、負荷運転状態での系統間並列時ならば3相突発短絡時の発電機電磁トルクと電機子電流の最大値を求める式を第5.2表にまとめて示す(導出手順は付録5.1参照)。ただし、いずれも第5.1図に示す最も単純な一機一負荷系統での算定式である。また、第5.2表中の等価初期過渡リアクタンス(X'')は並列時と短絡時には意味が異なり、同図のe点での短絡であれば次式で与えられる。

$$\textcircled{1} \text{並列時} : X'' = X_d' + X_L + X_{\Sigma}$$

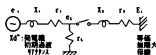
$$\textcircled{2} \text{短絡時} : X'' = X_d' + X_L \quad \dots\dots\dots (5.2)$$

第5.2表より、発電機を定格運転状態(短絡点あるいは並列点での $P=0.9, e=1.0$ [PU], 力率 $=0.9$)から短絡あるいは並列した場合の電磁トルクと電機子電流の最大値を、等価初期過渡リアクタンス(X'')をパラメータとして求めると、第5.2図のようになる。位相差が30度で、同一の X'' の場合には、最大電磁トルクは系統間並列時の方が大きくなるが、 X'' が10%程度大きければ短絡時トルクと同程度となる。電機子電流は位相差が30度であっても短絡時最大値よりも並列時が小さい。

ところで、同期機はその端子 ($X''+Xd'$ のみ)での突発短絡に耐えるよう一般に設計・製作されている¹⁾。これに対し、系統間並列時の等価初期過渡リアクタンス ($X''+Xd'+X_1$)は、非列後の等価無限大母線までのリアクタンスであるため、当該発電機から更に昇圧変圧器や線路のリアクタンスを含んだ値となる。昇圧変圧器や線路のリアクタンスとしてはその機器ベースで10%程度は常に想定できるため、その端子での突発短絡に耐えるように製作されている発電機では、位相差 ± 30 度までの系統間並列には電磁トルクや電機子電流の最大値の面からは充分耐えられることとなる。

ただし、電機子巻線の巻線端部などの緩みや、後述のタービンとの軸撓れ振動の寿命監視などの管理に当たって、電機子電流の大きさは良い指標となるため、その大きさに注意をはらう必要がある。

また、並列直後には電機子側に直流分電流が流れるため、これが回転子にうず電流を誘起し発熱の原因となる。これに対する耐量は、同期機の逆相電流耐量から算定されるが、付録5、3に示すように ± 30 度までの位相差での並列では全く問題とならない。



第 5.1 図 系統間並列単純モデル

Fig. 5.1 A simplified system paralleling model

第 5.2 表 3 相突発短絡時と系統間並列時の発電機電磁トルクと電機子電流の最大値

Table 5.2 Maximum torque and armature current at system paralleling and 3-LG

		3 相突発短絡	系統間並列
発電機	交流分	A	$2I_a \sin \Delta / 2$
電磁トルク	平均分 ^{a)}	$-P$	$(\cos \Delta - 1)P + (e''/E' + Q) \sin \Delta$
発電機電機子電流の二乗値		$I^2 + 2Q/E' + B + C \cos(\tau + \alpha)$	$I^2 + 2 \{ (1 - \cos \Delta)Q + P \sin \Delta \} / E' + B(2 \sin \Delta / 2)^2 + C(2 \sin \Delta / 2) \cos(\tau + \beta)$

注) 並列点での電圧値と周波数値は監視。

a) 電磁トルク平均分は初期値からの変化分を示す。

E': 等価初期過渡リアクタンスであり、第 5、1 図の例では次のようになる。

系統間並列時: $E' = X'' + X_1 + X_2$ 、e点での短絡時: $E' = X'' + X_1$ 。

o: 短絡点。並列点の事前電圧。I: 発電機の事前電機子電流。

P, Q: 短絡点。並列点での発電機側の有効、無効電力。

d=1/T: 電機子電流の直流分減衰時間定数 ($= R_e/X''$)。E, E' と同様の意味での抵抗

Δ : 並列点での電圧位相差 (発電機側が進んでいる場合を正とする)

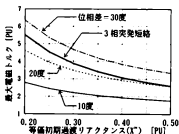
$k = [e''/(E' - 1) + 2X''Q]^{1/2} e/E'$ 、 $\beta = (1 + e^{-\tau/T} - 2 \cos \tau - e^{-\tau/T})^{1/2} k e/E'$ 、

$C = 2(P^2 + Q^2)^{1/2} e^{-\tau/T} / I^2$

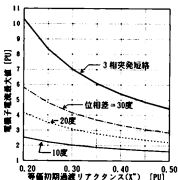
5. 1. 3 軸撓れトルク

系統間並列時の発電機電磁トルクの突発的なショックによって、発電機・タービン間に軸撓れ振動が発生する。この振動の大きさは、並列時の位相差が大きいほど大きくなる。しかし、事故遮断や再閉路失敗時には発電機高圧側での 3 相突発短絡事故と等価なショックのそれぞれ 2 回 (事故発生と遮断で 2 回となる) あるいは 4 回分が重畳された、すなわち、等価なショックの 2 倍あるいは 4 倍のショックに対する軸撓れトルクが問題となるのに対し、系統間並列時には 1 回のみのショックが対象となる。このため、通常の系統間並列の位相差範囲 (± 30 度程度以

内)では、軸折れトルクは全く制限要因とはならないことが、第5.2図からも明らかである。



(a) 最大電磁トルク



(b) 電機子電流最大値

第5.2図 3相突発短絡時と系統間並列時の発電機電磁トルクと電機子電流の最大値

Fig. 5.2 Maximum torque and armature current at system paralleling and 3-LG

5. 1. 4 発電機の界磁電流変動

並列直線の電機子電流直流分は界磁電流に交流分変動を引き起こす。この影響も含めた界磁電流変動で、界磁電流が負の方向に流れないことに留意する必要がある。これは、負方向の電流によって整流器回路に過電圧が発生するためである。しかし、系統間並列時には、負荷を持った状態からの並列であること（界磁電流の初期値が無負荷時より大きい）、ならびに線路インピーダンスを介していることから、無負荷発電機の系統並列に比べると、界磁電流が負になる可能性は少ない（付録5.2参照）。

5. 1. 5 電圧差の影響

電圧のみが異なる状態から無負荷発電機を並列する場合には、交流分変動のみとなり平均トルク変動は現れず、発電機電磁トルク変動は次式で与えられる¹⁾。

系統間並列の場合にも同様に、電圧差に比例した電磁トルクが発生するのみであり、通常の電圧差（10%程度

以内)であれば位相差に比べ影響は小さい。

$$T = e_1(e_1 - e_2) \varepsilon^{-j} \sin(\tau) / X_q'' + (1/X_d'' - 1/X_q'') (e_1 - e_2)^2 \varepsilon^{-j} \sin(\tau) \{1 - \varepsilon^{-j} \cos(\tau)\} \quad (5.3)$$

5. 2 系統間並列シミュレーション手法の開発

系統間並列時には、前節で導いたように位相差や電圧差があれば主に定格周波数で振動する電磁トルク成分(交流分トルクと呼ぶ)が発生する。この交流分トルクは、系統事故時にも発生し、いわゆる一時的な減速現象(バックスウィング現象)を発生させる¹¹⁾。安定度にも若干の影響を与える。

本節では、交流分トルクの系統間並列時の現象に与える影響を検討し、通常の安定度解析に使用される手法¹²⁾と同様に、この影響を無視して多機系統の系統間並列シミュレーションが可能となるプログラムを開発する。開発したプログラムは、交流分を考慮したプログラムと単純な系統にて動特性過程や並列可能範囲を比較し、検証する。

5. 2. 1 交流分トルクと平均分トルク

系統間並列においても、位相差や電圧差があると、第5. 2表にあるように電機子や線路の過渡現象によって直流分電流が流れ、交流分トルクが発生する。しかし、この直流分電流や交流分トルクの大きさは、系統間並列時の位相差(±30度程度以内)、電圧差(±10%程度以内)が小さいことから、並列時に発電機の電磁機械的側面での主要な制限要因とはならないことは前節で示した通りである。

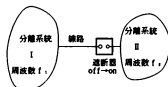
また、その減衰時定数も、線路抵抗のリアクタンス分に対する比率は5～10%と発電機に比べ若干大きいため、通常の系統間並列では0. 1秒程度と小さくなる¹³⁾。

このことから、通常の系統間並列を解析する場合には、これら発電機の電機子や線路の過渡現象を厳密に解かなくても、平均分トルクで定まる安定度や周波数変動、あるいはこれらから定まるプラントの安定運用性を検討するには十分であると考えられる。

5. 2. 2 解析モデルの表現

前項より、系統間並列のシミュレーション手法としては、通常の電力系統の動特性解析に用いられる手法¹⁴⁾に、第5. 3図に示すような単に周波数が定格でない状態にある分離系統を並列できる機能を追加すればよい¹⁵⁾。

以下にそのモデルの概要を記す。



第5.3図 系統間並列シミュレーションモデル

Fig. 5.3 System paralleling simulation model

(1) 系統モデル

周波数の異なる複数の分離系統を同時に解析でき、任意の分離系統の任意母線間を任意の位相差で並列できるモ

デルとする。この概要を第5.3図に示す。同図に示すように、例えば各分電系統の周波数 f_1, f_2 を任意に設定し、系統1の任意母線の電圧位相と系統2の任意母線の電圧位相を設定して、両母線間を直接あるいは線路を介して並列できるようにする。

また、線路や変圧器の表現は、従来の電力系統動特性解析手法(Y法)¹⁾と同じく、微分方程式表現ではなく複素ベクトルによる代数式表現とする。また、周波数が定格周波数より大きく異なることはないで、周波数による送電線リアクタンスなどの変化は無視する。

(2) 発電機モデル

従来の電力系統動特性解析手法と同じく、回転数変化に対応できるような、 d, q 軸に各々1～2巻線の等価ダンパを持ったモデルとし、電機子側の過渡現象は、線路と同じく代数式表現とすることによって無視する。

従って、従来の電力系統動特性解析手法と異なるのは、回転数が定格外である状態を表現できる初期値の設定方法のみとなる。

(3) 励磁系

厳密な励磁系のモデルでは、回転数変動の影響も考慮する必要があり、例えば、交流励磁機方式の場合には励磁機が同期発電機であるため、定性的には回転数が上昇すれば界磁電圧も上昇することとなる。しかし、AVRのゲインが大きく時定数も小さいことから、この影響はAVRの特性にほとんど隠されてしまう。

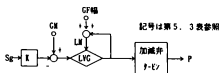
また、通常の電力系統動特性解析でもこの効果は無視されているので、ここでも新たにモデルを開発することはせず、従来モデルをそのまま使用する。従って、PSSの入力として回転数あるいは周波数が使用されている場合にのみ、関連する初期値を変更することとする。

(4) ガバナとブラント

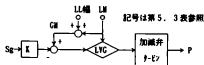
分離された単独運転系統での発電機出力は、ブラントとしての運転状態がどのように設定されているかによって異なる。貯水池式水力やドラムボイラでは一般にAFCやELD装置からの指令や手動での変更がない限り、第3章の第3.8図に示すボイラ追従方式のモデルにあるように、ガバナへの出力要求、すなわちブラントへの出力要求は変更されない。

これに対し、第3章のA、B方式のような協調制御方式の火力ブラントでは、第3.4図や第3.5図に示すように、ブラントとしての出力要求は変更されなくともガバナへの要求が周波数変動に伴って自動的に変更されることがある。

また、ガバナフリー運転やロードリミット運転といった運転状態によっても、周波数が異なっている状態でのガバナ内増量は異なってくる。これを第2章から簡略的に示したのが第5.4図である。同図は定常状態では一般的に成立する関係であるが、周波数バイアスのあるブラントでは並列前の周波数がその不感帯内にあること、およびA方式ではボイラ追従方式への切り換えは無いとして示した図である。第5.4図より、系統間並列前の定格外周波数での発電機出力は、ブラントの制御方式なども考慮して第5.3表に示すように設定されることとなる。



(1) ガバナフリー運転時ガバナ内設定値と出力



(2) ロードリミット運転時ガバナ内設定値と出力

第 5.4 図 ガバナ内設定値と出力

Fig. 5.4 Settings in a governor and generator output

第 5.3 表 定格周波数外運転中の発電機出力とガバナへの指定値

Table 5.3 Generator output and governor settings at out-of-rated frequency

		P(発電機出力)	GM	LM
I	GF(ガバナフリー運転)	$P = \min(GM - K S_g, LM)$	単独系統へ移行前と同じ	
	LL(ロードリミット運転)	同上		
II	GF(ガバナフリー運転)	指定	$GM = P + K S_g$	$LM = P + GF巾$
	LL	(1) $LL幅 \geq K S_g$	指定	$GM = P + LL巾$
	運転	(2) $LL幅 < K S_g$	指定	$GM = P + K S_g$

注) GM: 負荷設定 (65Hz位置(65M)), LM: 負荷制限 (65Hz位置(77M))

I: GM, LMが単独系統移行後も変化しないことを想定し、潮流断面としてPを指定する場合(ボイラ遠従方式)(GM, LMを指定)

II: 第3章でのA, B方式のプラント制御方式(協調制御方式)の場合であり、周波数変動によりGM, LMが変更される場合(Pを指定)

S_g : 単独系統移行後の回転数偏差, K : 1 / 調定率

GF幅: ガバナフリー幅(≥ 0), LL幅: ロードリミット幅(≥ 0)

(1): 回転数上昇が小さく、ロードリミット運転のままの場合

(2): 回転数上昇が大きく、見かけ上ガバナフリー運転に移行している場合

5. 2. 3 詳細シミュレーション手法との比較による検証

前項の内容に基づいて開発した系統間並列解析のためのシミュレーション手法を、単純系統のみを解析できるように新たに開発した。発電機電機子や軸路を微分方程式で表現した詳細シミュレーション手法の解析結果と比較し、前者の手法の検証を行う。なお、詳細シミュレーション手法としてはEMTPもあるが、定格外周波数での初期値設定が困難であるため後者の手法を新たに開発したものである。

(1) 動振波形の比較

第5.1図と付録5.4に示した系統、定数で、発電機側周波数を51.5Hz、無限大母線側周波数を50.0Hz（周波数差+3%）で、並列時位相差を+30度とした場合の両手法によるシミュレーション解析結果を第5.5図に示す。

詳細シミュレーション手法によれば、位相差がある状態から並列しているため、発電機トルクには同図に示すように定格周波数での交流分トルクが発生する。系統間並列現象解析用として開発したシミュレーション手法では、発電機電機子と軸路は代数式表現しているため、この過渡交流分トルクは求まらない。しかし、同図に示すように、発電機トルクは並列直後には詳細シミュレーション結果のちょうど中間のトルクへステップ状に変動し、以後もちょうど中間のトルクを変動していく。このため、過渡交流分トルクが減衰した後は、ほとんど解析手法による差異は現れてこない。発電機トルクの平均分変動が、両手法によるシミュレーション結果で差異がないため、回転数偏差や相角変動にも差がほとんど全く現れてこないことは明らかであり、その結果は第5.5図に示す通りである。

(2) 脱調開始点の比較

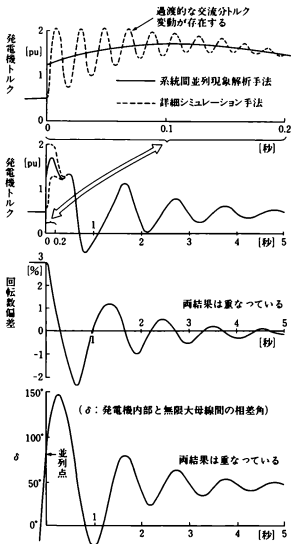
前項の結果から、脱調となるような大きな擾乱に対してもこの両者の解析手法による結果が一致すると考えられる。

そこで、これを確認するため有負荷の分離単独系統が並列されることによって脱調となる限界を、両者の解析手法で比較すると、第5.4表に示すように、脱調限界となる周波数差、位相差が両手法でほとんど一致する。

これから、脱調に関して発電機電機子や軸路の過渡現象を無視してもほとんど問題なく、したがって、多機系統での並列現象に関しても、開発した系統間並列現象解析手法が有効であることがわかる。

第5.4表 シミュレーション手法による脱調限界の比較
Table 5.4 Comparison of step out region by the simulation methods

並列条件	並列可能範囲		開発した 手法	詳細シミュレーション
周波数差 0%	位相差	最小	-166 度	-168 度
		最大	+134 度	+138 度
位相差 0度	周波数差	最小	-5.1 %	-5.1 %
		最大	+3.3 %	+3.4 %
位相差 ±30度	周波数差	最小	-5.0 %	-5.0 %
		最大	+3.2 %	+3.2 %



第 5.5 図 系統間並列時変動の解析手法による比較
(位相差 + 30 度, 周波数差 + 3 %)

Fig. 5.5 Comparison of swings at system paralleling between the simulation methods
(phase, frequency difference = +30°, +3%)

5. 3 交・直流電力系統シミュレータ試験による検証

前期では、多機系統の並列現象を解析できるシミュレーション手法を開発し、発電機の電機子や線路の過渡現象を考慮した詳細なシミュレーション手法とこれを比較し、並列後の動揺や脱調に大して十分な精度を有することを検証した。

本節では、大型発電機を模擬した100kVAの小型発電機を有する電力中央研究所の交・直流電力系統シミュレータ¹¹⁾（以後シミュレータと称する）を用いた試験によって、開発したシミュレーション手法の有効性を検証する。

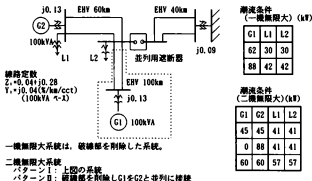
5. 3. 1 試験条件

100kVAの原子力模擬発電機の1号機(G1)と2号機(G2)を用い、第5.6図に示すように、一機無限大系統と、多機系統の基本となる二機無限大系統で、1号機接続位置が異なり中間発電所のある系統パターンIと、同一発電所に2機が並列されている系統パターンIIで試験を実施した。

試験時の変更主要パラメータは、発電機出力、負荷、ガバナの有無（自動か手動）と、並列点両端での周波数差（ Δf (Hz)：単独系周波数が高い場合を正）と位相差（ $\Delta \delta$ (度)：単独系位相が進みの場合を正）である。電圧差については、5.1節よりその影響は周波数差や位相差に比べ小さいことから、並列点両端の電圧は1PUの一定値に保持して、無限大母線系統に並列された場合の安定限界を求める形で行った。

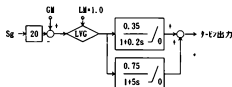
この時の系統条件と潮流条件を第5.6図に、計算機によって模擬された簡易ガバナモデルを第5.7図に示す。また、励磁系は発電機軸に直結の交流励磁機方式を用いているため、第5.8図に示すように励磁損失も考慮したモデルでシミュレーションを行った。

なお、PSSについては、1号機にはPSSを付加したが2号機はAVRのみの運転とした。



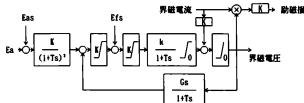
第5.6図 シミュレータ試験時の系統構成と潮流条件

Fig. 5.6 System configuration and power flow at simulator testing



第 5.7 図 シミュレータ試験用簡易ガバナ

Fig. 5.7 A simplified governor model of the simulator



第 5.8 図 シミュレータ試験時の交流励磁機方式モデル

Fig. 5.8 An AC-exciter excitation system model of the simulator

5. 3. 2 並列後の状態

系統間並列を実施すると、並列後の状態として、脱調する場合もあれば、何度かのポールスリップ（無限大母線の回転磁界と発電機の回転磁界の向きが逆となること）後に安定に至る場合もある。この状態は発電機台数が多くなれば極めて稀となる。

このため、この最終平衡状態を、発電機相差角の最終的な落ち着き先によって定まる平衡数 n によって次のように定める。

平衡数 n : 0 度以上 360 度未満の位相差（並列用遮断器両端の電圧位相差）で並列された場合の発電機相差角の最終的な落ち着き先を δ とすれば、 n を次式で定義する。

$$360 \times n - \varepsilon \leq \delta \leq 360 \times (n + 1) - \varepsilon \quad (\text{度}) \quad \dots\dots\dots (5.4)$$

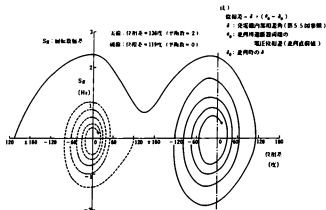
加速脱調 : $n = +\infty$ 、

減速脱調 : $n = -\infty$ とする。

$\varepsilon = 5$ [度] : ε は、加速後電氣的平衡状態に達してもガバナが動作して出力が低下していることがあるため、無限大母線より潮流を受ける形になる場合があるので設けた。

このような平衡数 n によりポールスリップについて概略以下のように定義する。すなわち、位相差が 0 度から 1 0 0 度程度の並列で平衡数 $n = 0$ 、位相差が 2 6 0 度程度から 3 6 0 度までの並列で平衡数 $n = 1$ 、の場合をポールスリップ無しとする。位相差が 1 8 0 度前後からの並列では n が 0 あるいは 1 となってもポールスリップ無しとする。

第 5. 9 図に、平衡数が 0 と 2 になる場合の試験結果から得られた回転数と位相差の軌跡の例を示す。ただし、同図での位相差は発電機相差角から求めたものであり同図の注にその定義を示した。



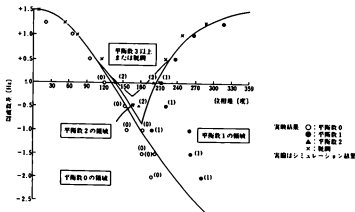
第 5.9 図 一機無限大系統への並列時の回転数と位相角の軌跡の例
(周波数差 = 0, 電圧差 = 0)

Fig. 5.9 An example of the locus of the rotational speed and the generator angle at paralleling to one-machine-infinite-bus system (frequency and voltage difference = 0)

5. 3. 3 一機無限大系統への並列

(1) 並列可能範囲とその比較

発電機〈ガバナフリー運転, 出力 62 kW〉の並列可能範囲を, 試験結果と開発した手法によるシミュレーション結果で比較したのが第 5. 10 図^{13, 14)}であり, シミュレーションによる平衡数ならびに安定限界を同図の実線で示す。両者の範囲が平衡数においてもよく一致していることがわかる。

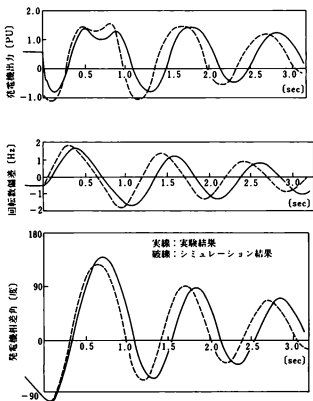


第 5.10 図 一機無限大系統への並列時の安定限界の比較 (発電機出力 62 kW)

Fig. 5.10 Comparison of stable region at paralleling to one-machine-infinite-bus system between tests and simulation (generator output = 62 kW)

(2) 波形の比較

発電機出力が62kWで、周波数差が -0.5 Hz 、位相差が -139° （第5.10図の表現では $+221^\circ$ ）の条件での並列時の、発電機電圧出力、回転数偏差、発電機内部と無限大母線間の相角の試験結果を第5.11図に、シミュレーション結果と対比して示す。シミュレーション結果は比較よく試験結果と合致がとれている。



第5.11図 系統間並列時の動揺の実験とシミュレーション結果の比較
（周波数差 $=-0.5\text{ Hz}$ 、位相差 $=-139^\circ$ 、発電機出力 $=62\text{ kW}$ ）

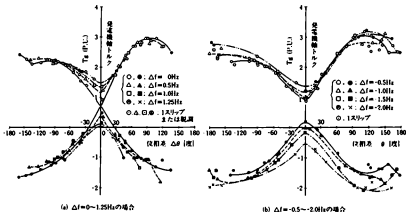
Fig. 5.11 Comparison of swings at paralleling between tests and simulation
(frequency, phase difference $= -0.5\text{ Hz}$, -139°)

(3) 発電機軸トルクと電流の最大値

発電機出力が62kWで位相差と周波数差(0~+1.25Hz)がある場合の、発電機軸トルクの最大最小値を、第5.12図に示す。発電機の軸系は、発電機-フライホイール-直流モータとなっており、ここに示した軸トルクは発電機側の軸トルクであり、並列時の発電機電磁トルクの交流分変動、ならびに軸系の固有振動に電力動揺が重畳した結果である。このため、位相差がなくても周波数差があれば軸トルク変動が生じる。

また、発電機軸トルクの最大値は、図面に示すように位相差に対して対称ではなく、位相差が正の場合が大きい。最大値が最大となる位相差は、周波数差によっても若干異なってくるが、ほぼ90~120度となっている。

発電機電流についても、軸トルクの場合と同様の傾向を示すが、軸トルクと異なり位相差が180度付近で最大となる。



第5.12図 一機無限大系統への並列時の発電機軸トルクの最大・最小
(発電機出力=62kW)

Fig. 5.12 Maximum and minimum generator shaft torque at paralleling to one-machine-infinite-bus system (generator output = 62kW)

(4) 一機無限大系統への並列の特徴

負荷を持った状態からの一機無限大系統への並列の試験結果をまとめると、その特徴として次項が挙げられる(第5.10図参照)。

①脱調の形態はすべて加速脱調である。

②発電機側の周波数差が低い場合の方が、並列後に安定となる領域が広くなる。

③周波数差が正の小さい領域から負の領域にかけて、何回かポールスリップの後に安定となる領域がある。

これらの特徴は以下によって説明される。

①発電機が負荷を持った状態からの並列であるので、並列後のトルク-位相差角曲線はタービン出力トルク(=初期トルク)に対して上下対称ではなく、加速エネルギー分が大きくなるために、加速脱調となる。

- ②並列後には周波数が無限大母線側と一致するため、周波数差が負の場合には発電機の回転数は並列後に上昇する。この上昇と、ガバナの運転モードがガバナフリー運転となっていることから、並列後にはガバナによってタービン出力が減少していく。周波数差が正の場合はこの逆で、並列後にタービン出力は増加する。このため、周波数差が負の場合が安定となり易い。
- ③前項と同じ理由による。周波数差が大きな正の値での並列時には、並列後のガバナによってタービン出力が増加するので、ポールスリップ後の再同期は起こりにくくなり、加速脱調となる。

5. 3. 4 二機無限大系統への並列

1号機 (G1) がガバナフリー、2号機 (G2) が出力一定運転 (ガバナ手動) で両機の出力がそれぞれ45kWの条件での並列可能範囲のシミュレーション結果と試験結果を第5. 13図^{*)}に示す。位相差が大きい範囲では若干の差異が見られるが良く合致している。その他のケースについても同様の比較を行ったが、いずれも同程度の合致の良い並列可能範囲が得られた。

また、並列後の形態をみると、両機ともに加速脱調となる場合や、一機だけの脱調あるいは種々の平衡数での安定というように種々の形態が出現している。試験結果で現れたこれらの形態をまとめて示せば第5. 5表のようになる。

同表によれば、系統パターン1で両機の出力が同一の場合には、1号機が脱調しても2号機は同期が保たれている場合が多い。これは、1号機の送電距離が若干長くなっているためである。なお、1号機の出力が0の場合(0G8G)には、送電距離よりも発電機出力の影響が大きくなり、2号機の加速脱調が現れてくる。また、この場合にのみ出力0の発電機に減速脱調が生じる。

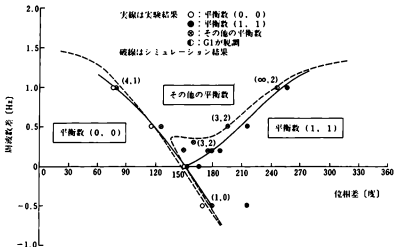
第5.5表 試験で得られた並列後の状態

Table 5.5 Generator states after paralleling by tests

系統パターン	運転状態	平衡数 n ($((0,0), (1,1), (+\infty, +\infty)$ は除く)
I (中間発電機がある系統)	45G45G	(1,0), (3,2), (4,1), $(+\infty, 2)$
	45G45M	(1,2), (2,1), $(-\infty, 2)$, $(+\infty, 2)$
	45M45G	(2,3), $(+\infty, 1)$, $(+\infty, 2)$
	60G60G	(1,2), $(+\infty, 1)$
	0G88G	(0, $+\infty$), (1, $+\infty$), $(-\infty, 1)$, $(-\infty, +\infty)$
II (同一発電所に2機の発電機)	45G45G	(1,2), (2,1), (3,2), $(+\infty, 2)$
	45M45G	(0,1), (1,2), (2,1), (3,1), (3,2)
	60G60G	(1,2), (2,4), (3,2)
	60M60G	(3,3), $(+\infty, 1)$, $(+\infty, 3)$, $(+\infty, 4)$
	0G88G	$(-\infty, 1)$, $(-\infty, +\infty)$

注) 運転状態：左右の数値(G1,G2の出力)、M：ガバナ手動運転、G：ガバナフリー運転

(n_1, n_2): n_1 =G1の平衡数、 n_2 =G2の平衡数



第 5.13 図 二機無限大系統への並列時の安定限界の比較
(系統パターン 1, G1 と G2 の出力 = 各 45 kW)

Fig. 5.13 Comparison of stable region at paralleling to two-machine-infinite-bus system between tests and simulation (system pattern 1)

5. 4 系統間並列時の制限要因

5. 2 節での交流分トルクを含めた詳細シミュレーションとの比較検証とともに、5. 3 節でのシミュレータ試験によっても、電気回路現象としての系統間並列のシミュレーション手法の有効性が検証されたので、これに第 2. 3 章で開発した火力プラントや既開発の原子力 BWR プラント^{11)・12)}のモデルを組み込み、実系統を想定した多機系統での系統間並列のシミュレーションを実施し、並列時の制限要因を明らかにする。

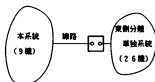
5. 4. 1 多機系統での系統間並列シミュレーション解析

(1) 解析条件

① 解析系統

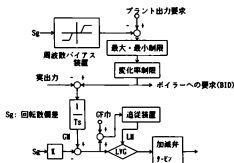
第 5. 14 図に解析系統の概要を示す。大系統の等価集約系統を含む本系統 (70 GW) と、集約機を含む 26 機の発電機を含む東側系統 (12 GW) との系統間並列をシミュレーションした¹³⁾。本系統側の集約系統は大系統を集約しているため、擾乱としては東側系統よりも少なくなっている。

東側系統の周波数は、本系統から分離の後、適当な需給バランス制御により 60. 6, 60. 4, 59. 7, 59. 6, 59. 4 Hz で落ち着いているとし、その周波数に見合った発電機出力を第 5. 15 図 (第 3. 3 図と第 3. 4 図の A 方式減速プラントモデルから導出)、第 5. 16 図 (参考文献 56-60 より導出) に示すモデルなどから算定し、初期値とした。また、本系統の周波数についても、定格周波数である 60 Hz の他に変動を考慮して、60. 1 Hz と 59. 9 Hz としたシミュレーションも実施した。



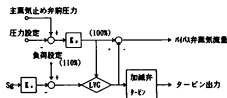
第 5.14 図 系統間非列解折併用系統概要

Fig. 5.14 An outline of the power system analyzed by simulation



第 5.15 図 ガバナフリー運転時ガバナ内設定値と出力の関係 (A 方式)

Fig. 5.15 Relation between the settings in a governor and generator output (A type)



第 5.16 図 BWRプラントの出力とバイパス弁流量の関係

Fig. 5.16 Relation between the settings in a governor and generator output (BWR plant)

② プラントモデル

東側系統の 8 機の火力貫流プラントについては、第 3 章で開発した蒸気系やプラント出力圧力制御系など、ガバナについては、第 2 章で開発した電流検出型の PLUR を含む詳細ガバナモデルを考慮したモデルとした。その他の火力・水力機については、詳細ガバナのみを考慮した。また、主要な定数としては、特に断らない限り、第 5.15 図に示す周波数バイアスの不感帯は $\pm 0.2 \text{ Hz}$ 、ガバナと周波数バイアスの調定率は 5 % とし、変化率制限は無視した。

3 機の BWR プラントモデルについても、既に開発されている BWR プラント簡略モデル¹⁴⁾¹⁵⁾を用いた。これ

は、比較的短時間に収束する周波数の変動を外乱とし、これに対する中性子束の変動を精度良く、また効率良く解析することを目的に開発されたモデルであり、これにMHCとEHCのバイパス制御部、加速度リレー、PLURを含む詳細ガバナモデルを付加したモデルである。

(2) 解析波形例

本系統周波数60.0Hz、東側単独系統周波数が59.6Hzで、位相差が-30度の系統間並列のシミュレーション結果例を第5.17図に示す。

図(1)に、本系統と東側系統の発電機の相差角、回転数偏差、発電機電圧を示す。相差角の基準は本系統内の大系統集約機である。東側系統の周波数が低いため、並列を実施する0.5秒より以前では東側系統の相差角は負の方向に動いているが、並列後は一定値に収束していく。並列後の回転数は本系統と一致する方向へ急激に上昇している。60.0Hzよりも大きくオーバーシュートし、それ以降は動揺を繰り返しながら本系統周波数と一致していく。

第5.17図(2)には発電機出力、加減弁開度、インターセプト弁リフト(1CV)を示す。位相差が負で東側系統の位相が遅れているため、並列直後に発電機出力は低下し、これが並列直後の回転数上昇を進めている。ガバナの動作としては、並列によって回転数が上昇するため、加減弁は絞りこまれ、タービン出力も低下する。また、回転数上昇率が大きくその継続時間が長い場合、1CVもダッシュポット動作により過渡的に閉じ方向に向かっているが全閉には至っていない。なお、PLURは動作していない。

図には示していないが、東側系統の発電機であっても、発電機電流は60~100%（自己皮相電力規準）、界磁電流は±10%（無負荷時を100%）程度しか変動しておらず、電磁機械的な耐力に関しては全く問題無い。

第5.18図には、第5.17図と同一条件で東側系統の周波数のみが60.4Hz時の系統間並列のシミュレーション結果のBWRプラント関係の出力を示した。並列前周波数が高いため、バイパス弁が若干開いた状態で運転しており（第5.16図参照）、並列により全閉となる。中性子束は並列後の周波数変動で若干変動するものの、トリップ設定点（110%）より充分余裕がある。

(3) 並列可能範囲

第5.6表に解析の主要な結果を示す。表の解析範囲では、並列後の安定度は全く問題無く、電磁トルクと電機子電流の最大値ならびにその振れ巾ともに1.5pu以下であり発電機の耐量面からも問題無い。一方、負荷地点の電圧変動は一部では過渡的に90%より低下する場合があるが、負荷脱落開始電圧の80%¹⁾以上であり余裕がある。

発電プラントの安定運転に関しては以下の通りである。

① 火力プラント

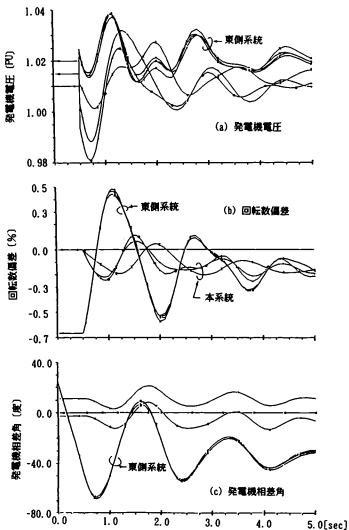
火力プラントにおいては、主蒸気圧力の過渡的な上昇は+5%以内であり一般的なトリップ設定値+15%より充分小さく、かつPLURも動作していない。

また、前項のプラント側設定条件（周波数バイパス不感帯±0.2Hz、調定率5%など）での周波数±0.4Hzからの系統間並列では、協調制御方式のプラントの最終的な出力変動は±6.7%（ $= (0.4 \times 0.2) / 60 \times 100/5$ ）となり、プラントの出力変動追従能力の範囲に充分含まれている。

② BWRプラント

BWRプラントでは、第5.6表の解析範囲では、並列後の周波数変動による原子炉の中性子束変動は小さく、

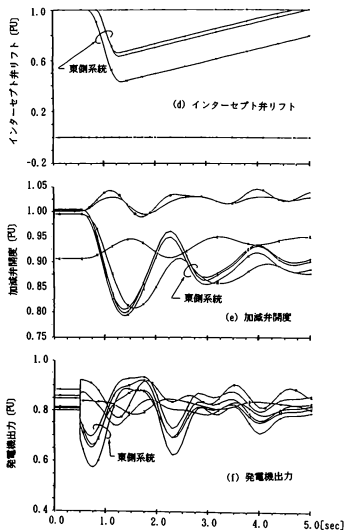
SYSTEM DYNAMIC STABILITY PLOTOUT



第 5.17(1) 多機系統での系統間並列解析結果例

(本系統周波数=60.0Hz, 東側系統周波数=59.6Hz, 位相差=-30°)

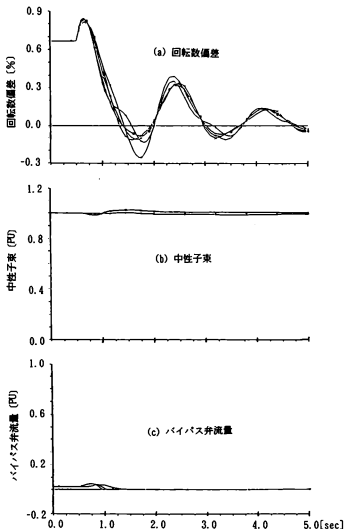
Fig. 5.17(1) An example of paralleling simulation of multi-machine system
(main and east system frequency=60.0Hz, 59.6Hz, phase difference=-30°)



第5.17(2)図 多機系統での系統間並列解析結果例

(本系統周波数=60.0Hz, 東側系統周波数=59.6Hz, 位相差 $\approx -30^\circ$)Fig. 5.17(2) An example of paralleling simulation of the multi-machine system
(main and east system frequency=60.0Hz, 59.6Hz, phase difference $\approx -30^\circ$)

SYSTEM DYNAMIC STABILITY PLOTOUT



第 5.18 図 多機系統での系統間並列解析結果例 (原子力プラント状態量)
(本系統周波数=60.0Hz, 東側系統周波数=60.4Hz, 位相差=-30°)

Fig. 5.18 An example of paralleling simulation of multi-machine system (BWR plant)
(main and east system frequency=60.0Hz, 60.4Hz, phase difference=-30°)

この面からは問題無い。

ただし、第5、6表の一部範囲ではMHC方式のプラントの加速遅リレーが動作し、これによってスクラム（トリップ）する場合がある。MHC方式で安定な並列範囲は、周波数差が $\pm 0.4\text{ Hz}$ では位相差が零度、位相差を ± 30 度までとすれば周波数差は $\pm 0.3\text{ Hz}$ となる。

一方、EHC方式では、本表の範囲ではPLURが動作せず安定に並列される。しかし、例えば分離系の周波数を $60.0 \pm 0.6\text{ Hz}$ 、本系統の周波数が 60.0 Hz で位相差が -60 度と、本表の範囲よりも厳しい並列条件ではPLURが動作しスクラム（トリップ）に至る。

第5.6表 系統間並列解析結果例
Table 5.6 An example of simulation results

本系統 周波数	分離系 周波数	位相差			
		-30度	-20度	0度	+30度
60.0Hz	60.6Hz			Δ/\bigcirc	
	60.4Hz	\bigcirc/\bigcirc			\bigcirc/\bigcirc
	59.7Hz	\bigcirc/\bigcirc			\bigcirc/\bigcirc
	59.6Hz	\bigcirc/\times	\bigcirc/\bigcirc		\bigcirc/\bigcirc
	59.4Hz			\bigcirc/\times	
60.1Hz	60.4Hz	\bigcirc/\bigcirc			\bigcirc/\bigcirc
	59.7Hz	\bigcirc/\times	\bigcirc/\times	\bigcirc/\bigcirc	\bigcirc/\times
	59.6Hz	\bigcirc/\times	\bigcirc/\times	\bigcirc/\times	\bigcirc/\times
59.9Hz	60.4Hz	Δ/\bigcirc			Δ/\bigcirc
	59.6Hz	\bigcirc/\bigcirc			\bigcirc/\bigcirc

注）各圖の意味：A/B。

A：電圧変動 \bigcirc ：電圧過渡最低値が90%以上

Δ ：電圧過渡最低値が85%以上90%未満

B：BWRプラント \bigcirc ：トリップ（スクラム）せず、

\times ：トリップ（スクラム）あり

火力プラントはいずれの場合にも十分安定である。

5.4.2 系統間並列時の制限要因

5.1.1項でとり上げた系統間並列時の制限要因を、本節での多機系統のシミュレーション結果、5.1節での検討結果ならびに一般的なプラント特性から考察する。

（1）発電機の耐量

同期機の電磁機械的な耐量（電磁トルク、電機子電流、界磁電流、逆相電流、軸捩じれトルク）は、通常の系統

間並列時に考えられる最大の電圧位相差 ± 30 度以内ではほとんど問題にならない（５、１節参照）。

実際、上記多機系統の解析でも、電磁機械的耐量の指標となる発電機電磁トルクと電機子電流の最大値とふれ巾について見ると、系統分離前の並列点での一回線三相短絡・遮断時の最大値とふれ巾が、いずれも第５、６表の範囲内での並列時の値よりも大きくなっている。

発電機の周波数と電圧に関する連続運転許容範囲は、JEC114¹⁴⁾に規定されており、両者の変動の和が $\pm 5\%$ 以内となっている。このため、周波数変動の面では、発電機は制限要因とはならず、後述するタービンによって制限される。

なお、発電機電圧の低下は、所内電圧の低下となって所内補機能力低下になるため、電圧低下量が大きい場合には考慮が必要となる。この面からの許容低下量は通常連続運転で 10% 程度であり、電圧変動や線路などによる電圧変化分を考慮して $\pm 5\%$ 程度となっている¹⁵⁾。このため、並列条件として、線路端と母線間の電圧差が $\pm 10\%$ 程度以下であれば、この面からも問題無い。

（２）電力系統

安定度と電圧変動が主な制限要因となる。この２点については、並列後の系統状態に大きく依存するため、シミュレーションによる確認が必要である。しかし、本節でのシミュレーション結果によれば、通常の運用系統への並列の場合には、第５、６表の範囲（周波数差 $\pm 0.6\text{Hz}$ 、位相差 ± 30 度）程度の並列条件であれば電力系統面からは問題ないと考えられる。

（３）タービン・ガバナ

① 周波数

定格外での周波数の運転では、タービン翼、特に低圧段最終翼の共振周波数による寿命管理が必要である。しかし、これは、並列時の問題点であるよりは、むしろ分離単独系統での周波数調整の問題となる。

② ガバナの急速動作

タービン・発電機の過速度防止のために、大容量の火力プラントや原子力プラントには、発電機電機子電流や出力の急速な低下方向の変化、あるいは回転数の大きな上昇率によって、加減弁やインターセプト弁を急速に閉じる緊急時動作機構が付加されている。これらが動作すると、部分容量のバイパス弁を備えた原子力プラントではスクラムに至る。また、火力プラントではトリップには至らないが出力が急速に低下し、以降の周波数変動に影響を与える。このため、これらの動作をシミュレーションによって確認する必要がある。

（４）火力プラント

① 蒸気圧力変動

系統間並列後は $1\sim 2$ 秒程度の短時間に分離系統の周波数が本系統と一致する。この周波数変動に対して加減弁が応答し（その幅はガバナの運転状態にも依存する）蒸気流量を変化させる。これにより、蒸気圧力も変動するが、上記の多機系統のシミュレーションによれば、その変動巾は第５、６表の条件の範囲（周波数差 $\pm 0.6\text{Hz}$ 、位相差 ± 30 度）では小さく問題とならない。

② プラント出力追従能力

ガバナフリー運転を行っている協調制御方式の火力プラントでは、その制御方式の概要は第５、１５図のようになっている。このため、系統間並列によって発生する周波数変動に対する出力変化分は周波数バイアス装置の有無

やその不感帯に大きく依存する。この時、変化率制限が設けられていれば、プラントの応答性に充分見合った速度でプラントの出力は徐々に新しい平衡点へ変化していく。

変化率制限が無いプラントでは、並列後の周波数のステップ的な変動に対して、プラントが追従可能かどうか（プラント出力追従能力）が問題となる。しかし、並列前の周波数が本系統より高い場合には、加減弁の開度増加を制限する負荷制限（ガバナフリー幅（GF幅））が出力変動追従能力に見合った適切な値に設定されていれば、並列後の周波数低下が大きくても加減弁増加が制限されるため、プラントに大きな変化は与えない。

ボイラ追従方式のプラント制御方式では、第3章で説明したようにプラント出力がガバナに追従する。したがって、系統間並列に伴う周波数変化に対応したガバナ出力の変化に、プラント出力が追従する能力（出力変動追従能力）が最も重要な制限要因となる。

以上をまとめて示すと、第5.7表のようになる。

第5.7表 ガバナフリー運転火力プラントの並列後の応動の特徴と主たる並列制限要因

Table 5.7 Characteristics of dynamics after paralleling and principal restriction factors of a governor free thermal power plant

		並列前の分離系統の周波数が高い場合	低い場合
過渡的な出力変化		並列後に周波数が低下するため、ガバナの動作により過渡的に出力が増加	ガバナの動作により過渡的に出力が減少
最終的な出力変化		上と同じ理由により一般には増加する（協調制御方式では注①参照）	一般には減少（同左）
主たる制限要因	協調制御方式（第3章のA、B方式の制御方式のプラント）	GF幅が適切に設定されていれば問題無し。 GF幅が大きい場合は周波数バイアスの有無などにより下記が制限要因となる。 ①周波数バイアス有 (1)変化率制限有（注②）：主蒸気圧力変動 (2)変化率制限無（注②）：出力変動追従能力 ②周波数バイアス無 ：主蒸気圧力変動	GF幅は影響しない 下記が制限要因となる。 同左
	ボイラ追従方式	GF幅が適切に設定されていれば問題無し	出力変動追従能力

注① 協調制御方式での並列後の最終的な出力変化は、周波数バイアスの有無、その不感帯の大きさにより異なる（第5.15図参照）

注② 変化率制限が周波数バイアスからのプラント出力要求の補正より下流側にある場合のみを「有り」とする。

GF幅：ガバナフリー幅

5.4.1項のシミュレーションの例でこれらの条件を示すと、5.4.1項のプラント設定条件の下で、周波数差±0.4Hzからの並列では、協調制御方式のプラントの最終的な出力変動は±6.7%となるので、プラントの出力変動追従能力の中に充分含まれている。しかし、周波数バイアス不感帯の幅を±0.1Hzとすると、出力変動は±10%となり問題ない¹⁾と考えられるが、不感帯がない場合には、本系統の周波数によっては出力変動が±15%を超える場合があり、プラント出力変動追従能力の詳細な検討を必要とする。ただし、以上は変化率制限が無い場合であり、この制限があれば並列可能範囲はさらに拡大する。

以上を既しめの条件、すなわち、周波数バイアスの不感帯幅±0.1Hz、出力追従能力±10%としても、火力プラントとしては、周波数差±0.4Hz、位相差±30度までは安定に並列可能となる。

なお、ここでは本系統として非常に大容量の系統を想定した結果を示したものであるが、並列前の本系統の容量

と分離系統の比が小さくなればそれだけ並列に伴う周波数変動も小さくなるため、周波数差に関する条件はゆるやかとなる。

(5) BWRプラント

先に5. 4. 1項で述べたような加減弁の急速閉鎖を生じさせない範囲の周波数の変動に対しても、ガバナが加減弁を動作させることがある。この場合、加減弁の動作による主蒸気流量の変動が原子炉の圧力や出力を変動させるため、これらの変動が原子炉スクラム設定値に達しないことを確認する必要がある。

しかし、プラントを含めた上記のシミュレーション結果によれば、これらの変動はスクラム設定点よりも十分小さいものとなっている。したがって、BWRプラントでは、ガバナの緊急時動作機構（過速度防止機構）の動作が最も重要であり、これによって並列可能範囲は決定される。

これを、5. 4. 1項での多機系統でのシミュレーション結果を参考にまとめると、EHC方式では、火力プラントの場合と同じく、周波数差 $\pm 0.4\text{ Hz}$ 、位相差 ± 30 度まで安定に並列可能である。しかし、MHC方式のBWRプラントの場合は、位相差を ± 30 度まで許容する場合は、周波数差は $\pm 0.3\text{ Hz}$ までとなり、周波数差を $\pm 0.4\text{ Hz}$ とすれば、位相差はほぼ零度とする必要がある。

5. 5 まとめ

単機系統となった分離系統を本系統へ並列する系統間並列について、同期機の電磁機械的耐量、プラントの安定運用などの面から検討した。得られた主な結論は以下の通りである。

(1) 系統間並列時の同期機の電磁機械的耐量面について3相突発短絡時の変動と比べて検討し、通常の系統間並列条件である、位相差 ± 30 度以内、電圧差 $\pm 10\%$ 以内では、十分余裕が有り、特に問題とならないことを明らかにした。

(2) 系統間並列時には、同期機の耐量に比べ、プラントの安定運用や電力系統としての安定性が重要な制約要因となるため、多機系統間の並列を解析できるシミュレーション手法を通常の安定度解析用のシミュレーション手法をベースに開発し、別に開発した簡略系統解析用の電機子や線路の過渡現象を考慮した詳細シミュレーション手法と比較し、その有効性を検証した。

(3) 開発した多機系統用の系統間並列シミュレーション手法を、交・直流電力系統シミュレータ⁴¹⁾での一機ならびに二機無限大系統への並列試験によって検証した。その結果、シミュレーション手法は並列可能範囲や並列後の動揺などについて、シミュレータ試験と良く合致がとれていることを明らかにした。

(4) 第2. 3章で開発した火力プラントや既開発のBWRプラントモデルを上記のシミュレーションプログラムに組み込み、実際の電力系統を想定した多機系統でシミュレーション解析を行った。その結果、検討の対象とした系統では、電気的現象面（脱調や電圧変動）からの制約よりは、並列時の周波数差に由来するプラント面からの制約が厳しくなることが示された。

この解析結果と、プラント特性の検討をもとに、系統間並列時の条件について一般的な考察を行い、次の結論を得た。

(5) 火力プラントでは、運転モード（ガバナフリーやロードリミット運転、あるいはプラント制御モード）やプラント制御系の設定（周波数バイアスの有無やその不感帯巾、変化率制限の有無）によって並列時の周波数条件が大きく影響される。

具体的には、協調制御方式の貫流プラントでの出力追従能力に関して最も厳しくなるが、一般的には、両系統の

並列点での周波数差 $\pm 0.4\text{ Hz}$ 、位相差 ± 30 度までは安定に並列可能となる。なお、電圧差については $\pm 10\%$ までは特に問題とはならない。

(6) BWRプラントでは、原子炉系の動特性よりは、ガバナの緊急時動作機構（過速度防止機構）の動作に依存し、MHCを用いたプラントの加速度リレー動作による条件が最も厳しいものとなる。

したがって、ガバナの方式により安定並列範囲は異なり、EHC方式では、周波数差 $\pm 0.4\text{ Hz}$ 、位相差 ± 30 度まで安定に並列可能であるが、MHC方式では、位相差を ± 30 度まで許容する場合は、周波数差は $\pm 0.3\text{ Hz}$ までとなり、周波数差を $\pm 0.4\text{ Hz}$ とすれば、位相差はほぼ零度とする必要がある。

プラントの運転特性、特に並列後の長時間にわたる安定運転性能を支配する出力追従能力については、第2、3章で開発したプラントモデルのみでは正確に算定することは不可能である。このため、一般的な追従可能能力である $10\%^{41)}$ を目処に並列可能範囲を設定したが、この能力は個々のプラントによっても異なっていることがあるので、実際の適用に当たっては十分に調査を行う必要があろう。ただし、並列前の状態、並列後の過渡状態における動揺が与える影響、ならびに出力変動の大きさについては、開発したプラントモデルを用いて十分に判定することが可能と考える。

また、実際の系統間並列装置では、並列時の位相差が零度になるように並列している⁴²⁾が、ここでの検討では並列装置のフェイルセーフリレーの範囲である位相差 ± 30 度⁴³⁾での並列条件を標準とした。特に、MHC方式のBWRプラントでは、並列時位相によっては周波数差の許容範囲が異なってくるので、並列装置の並列時位相差の調整についても今後検討する必要がある。

なお、開発したシミュレーション手法は周波数差が大きい場合についても検討可能であり、周波数差が 10 Hz 程度と非常に大きい場合の大系統間が比較的インピーダンスの長い線路で誤って並列された場合について、交・直流電力系統シミュレータでの検証とともに現象解析を行い、大系統はお互いに周波数の異なった状態で安定に運転するが、並列点近傍では短絡電流よりも大きな電流が生じることなども明らかとしている⁴⁴⁾。

系統間並列では、有負荷の状態から発電機は並列される。この場合の最も単純な形である。第 5. 1 図に示すような発電機 1 機が負荷を持って分離単独運転している状態から、無限大母線に並列される場合を想定する。

まず、並列直後の電磁トルクと電流を求める。並列直後の各部の電圧、電流の変化分について、第 5. 1 図の負荷から無限大母線までの関係を求めると次式となる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta E_a &= x_1 p \Delta i_{1a} - \omega x_1 \Delta i_{1a} + r_1 \Delta i_{1a} + \Delta E_{a0}/p \\ \Delta E_a &= x_1 p \Delta i_{1a} + \omega x_1 \Delta i_{1a} + r_1 \Delta i_{1a} + \Delta E_{a0}/p \\ \Delta i_{1a} &= \Delta i_a - \Delta E_a/r_1 \\ \Delta i_{1a} &= \Delta i_a - \Delta E_a/r_1 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (A5.1)$$

ただし、 E_{a0} 、 E_a : 負荷点での d.q 軸電圧

E_{a0} 、 E_a : 並列点での位相差を含む電圧差 (A5.9) 式参照)

i_a 、 i_a 、 i_{1a} 、 i_{1a} : 線路 1、2 での d.q 軸電流

r_1 、 x_1 、 r_1 : 線路 2 の抵抗とリアクタンス、負荷等価抵抗

ω : 回転数、 p : 微分演算子

単位はいずれも発電機容量ベースの pu とする

上式を整理し、 $r_1, x_1 < r_1$ を仮定するとともに、以下の発電機側の式と合わせて、

$$\left. \begin{aligned} \Delta E_a &= -p X_a'' \Delta i_a + \omega X_a'' \Delta i_a - R_a \Delta i_a \\ \Delta E_a &= -p X_a'' \Delta i_a - \omega X_a'' \Delta i_a - R_a \Delta i_a \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (A5.2)$$

ただし、 X_a'' 、 X_a'' 、 R_a : 発電機の対応する値と線路 1 の値(X_{11} 、 r_1)を足した値

次過程の突極性を無視すれば、次式が求まる。

$$\left. \begin{aligned} (R + pX'') \Delta i_a &= -\omega X'' \Delta i_a - \Delta E_a/p \\ \omega X'' \Delta i_a + (R + pX'') \Delta i_a &= -\Delta E_a/p \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (A5.3)$$

ただし、 $X' = X_a'' + x_1$ 、 $X_a'' = X_a''$

$R = R_a + r_1$

(A5.3) 式を逆ラプラス変換し、 $R < (\text{他の定数や変数})$ の関係を用いれば、電機子電流の変化分が次式で求まる。

$$\left. \begin{aligned} X'' \Delta i_a &= -\Delta E_a + e^{-st} (-\Delta E_a \sin \tau + \Delta E_a \cos \tau) \\ X'' \Delta i_a &= \Delta E_a - e^{-st} (-\Delta E_a \sin \tau + \Delta E_a \cos \tau) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (A5.4)$$

ただし、 $d = R/X''$ 、 $\tau = \omega t$

この電機子電流の式を用いて電磁トルクは求まることとなるが、いずれも変化分の式なので、実際の値を求める必要がある。d.q 軸磁束 Φ_d 、 Φ_q や電流は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \Phi_d &= \Phi_{d0} + \Delta \Phi_d = (-X_{ad} i_{a0} + Ef) + (-X'' \Delta i_a) \\ \Phi_q &= \Phi_{q0} + \Delta \Phi_q = (-X_{aq} i_{a0}) + (-X'' \Delta i_a) \\ i_a &= i_{a0} + \Delta i_a \\ i_a &= i_{a0} + \Delta i_a \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (A5.5)$$

ただし、 Ef : 界磁電圧初期値、添字の 0 は初期値を表す

したがって、電磁トルク T は次式で与えられる。

$$T = \Phi_d i_a - \Phi_q i_a$$

$$= T_0 + [E_f - (X_s - X'')i_{s0}] \Delta i_s + (X_s - X'')i_{s0} \Delta i_s \quad \text{----- (A5.6)}$$

式を見やすくするために、

$$\left. \begin{aligned} Aq &= E_f - (Xd - Xq'')i_{s0} \\ Ad &= (Xq - Xd'')i_{s0} \end{aligned} \right\} \quad \text{----- (A5.7)}$$

と置き、(A5.6)式に(A5.4)式を代入・整理して、並列直後の電機トルクは次のように与えられる¹¹⁾。

$$T = [T_0 + (Aq \Delta E_{s1} - Ad \Delta E_{s2})/X'' + (-Aq \Delta E_{s1} - Ad \Delta E_{s2})/X'' e^{-j\tau} \sin \tau + (-Aq \Delta E_{s1} + Ad \Delta E_{s2})/X'' e^{-j\tau} \cos \tau] \quad \text{----- (A5.8)}$$

一方、並列点での位相も含めた電圧差である ΔE_{s1} 、 ΔE_{s2} は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta E_{s1} &= E_s \sin(\delta + \Delta) - e_s \sin \delta \\ \Delta E_{s2} &= E_s \cos(\delta + \Delta) - e_s \cos \delta \end{aligned} \right\} \quad \text{----- (A5.9)}$$

ただし、 δ ：発電機Q軸内部電圧から並列端電圧までの並列前位相差

E_s ：無限大母線電圧、 e_s ：並列前の並列端電圧

Δ ：並列点での電圧位相差（発電機側が進みを正とする）

これらの式から、

$$E_s = e_s = e \quad \text{----- (A5.10)}$$

を以降仮定し、並列点での突発3相短絡と、系統間並列時の発電機電流、トルクを導く。

(1) 並列時トルク交流分の大きさ (TACP)

(A5.8)式より次式が成り立つ。

$$\begin{aligned} (X''TACP)^2 &= (-AqE_{s1} - AdE_{s2})^2 + (-AqE_{s1} + AdE_{s2})^2 \\ &= (Aq^2 + Ad^2)(E_{s1}^2 + E_{s2}^2) \end{aligned} \quad \text{----- (A5.11)}$$

$$E_{s1}^2 + E_{s2}^2 = 4e^2(\sin^2 \Delta / 2) \quad \text{----- (A5.12)}$$

また、(A5.7)の定義式より、

$$\left. \begin{aligned} Aq &= E_f - (Xd - Xq'')i_{s0} = E_q + X''i_{s0} \\ Ad &= (Xq - Xd'')i_{s0} = E_s - X''i_{s0} \end{aligned} \right\} \quad \text{----- (A5.13)}$$

となり、次式が成り立つ。

$$Aq^2 + Ad^2 = e^2 + (X'')^2 i_{s0}^2 + 2X''Q \quad \text{----- (A5.14)}$$

ただし、 Q ：並列点での発電機側の $Q=E_{s1}i_{s0} - E_{s2}i_{s0}$

したがって、(A5.11)～(A5.14)式より第5.2章の式が求まる。

(2) 並列時トルク平均分の変化分 ($\Delta TDCP$)

(A5.8)式より、次式でトルク平均分変動が表される。

$$X'' \Delta TDCP = Aq \Delta E_{s1} - Ad \Delta E_{s2} \quad \text{----- (A5.15)}$$

これより、第5.2章の対応した式が導かれる。

(3) 並列点での3相短絡時トルク交流分 (TAC3)

(A5.11)式で、 ΔE_{s1} 、 ΔE_{s2} が3相短絡時には(A5.16)式のように異なるだけであり、(1)項と同様にして(A5.17)式から第5.2章の式が導かれる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta E_{s1} &= -E_s, \quad \Delta E_{s2} = -E_s \\ (\because E_s = 0, e_s = e) \\ X'' &= Xd'' + X_{s1}, \quad R = r_s + r_r \end{aligned} \right\} \quad \text{----- (A5.16)}$$

$$(X''TAC3)' = (Aq' + Ad') (E_{a1}' + E_{a2}') \quad \text{..... (A5, 17)}$$

(4) 並列点での3相短絡時トルク平均変動 ($\Delta TDC3$)

(3) 項と同様にして (A5, 11), (A5, 16) 式より導かれる。

(5) 並列時の電流 (IP)

並列時の電機子電流は(A5, 4), (A5, 5)式で与えられるので、その二乗を求めて、次式となり第5, 2表の式が導かれる。

$$\begin{aligned} |P|^2 = & i^2 \\ & + 4e^2 (\sin \Delta / 2)^2 \{ 1 + e^{-j(\tau - \alpha)} - 2 \cos \tau e^{-j\tau} \} / X''^2 \\ & + 2 \{ (1 - \cos \Delta) Q + P \sin \Delta \} / X'' \\ & + 2 \{ (1 - \cos \Delta) Q + P \sin \Delta \} \cos \tau e^{-j\tau} / X'' \\ & + 2 \{ (1 - \cos \Delta) P - Q \sin \Delta \} \sin \tau e^{-j\tau} / X'' \quad \text{..... (A5, 18)} \end{aligned}$$

(6) 並列点での3相短絡時の発電機電流 (I3)

(A5, 4)式に3相短絡の条件(A5, 16)式を代入して、第5, 2表の対応した式が導かれる。

付録5. 2 界磁電流変動の零点通過

(A5, 4)式の、系統間並列時のd軸電流の式より、 E_{a1} などを代入して整理すれば、

$$\begin{aligned} \Delta i_{a1} = & \{ -\cos(\delta + \alpha) + \cos(\delta) \\ & \pm 2 \sin(\Delta / 2) \cos(\tau - \alpha) e^{-j\tau} \} / X'' \\ & + 2 e \sin(\Delta / 2) \{ \sin(\delta + \alpha / 2) - \cos(\tau - \alpha) e^{-j\tau} \} / X'' \quad \text{..... (A5, 19)} \end{aligned}$$

となる。上式の第2項が電機子電流の直流分に起因する界磁電流の交流成分となり、第1項が平均変動となる。本式より、発電機出力運転中は δ が比較的大きい(30~50度)ので、d軸電流の最低値は Δ が負の領域で発生することになる。

一方、界磁電流変動はダンパや円筒機(塊状鉄心)の等価ダンパ効果によって、d軸電機子電流変動から遮蔽されている。この効果を、ダンパを1巻線考慮した場合について以下に求める。

$$\left. \begin{aligned} \phi_{a1} &= -X_{aa1} i_a + X_{a1} i_{f1} + X_{aa1} i_{a2} \\ \phi_{a2} &= -X_{aa2} i_a + X_{a2} i_{f2} + X_{aa2} i_{a2} \\ p \phi_{a2} &= -X_{aa2} i_{a2} \end{aligned} \right\} \quad \text{..... (A5, 20)}$$

記号については参考文献7を参照

これらの基本式より、並列直後の検討であること、交流分の周波数が高いこと、ならびに一般の発電機では

$$\left. \begin{aligned} X_{a1} > X_{a2} < X_{aa} \\ X_{a1} &= X_{a1} + X_{aa}, \quad X_{a2} = X_{a2} + X_{aa} \end{aligned} \right\} \quad \text{..... (A5, 21)}$$

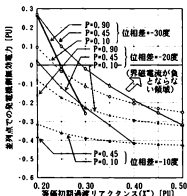
であることから、界磁軸交磁束の変化分は、

$$\Delta \phi_{a2} \approx X_{aa2} / X_{a2} \{ -X_{a2} \Delta i_a + (X_{a1} + X_{a2}) \Delta i_{f2} \} \quad \text{..... (A5, 22)}$$

となる。 $\Delta \phi_{a2}$ の変化はゆっくりとしているため、上式は殆ど零となるので、並列直後の i_{f2} は、次式で与えられる。

$$\begin{aligned} i_{f2} &= i_{f20} + \Delta i_{f2} \\ &\approx E_{a2} / X_{aa2} + X_{a2} / (X_{a1} + X_{a2}) \Delta i_a \quad \text{..... (A5, 23)} \end{aligned}$$

付録 5. 4 の発電機定数を用い並列点での電圧を1.0「PU」、有効電力をパラメータとして、(A5.19)、(A5.23)式から界磁電流が負にならない並列点での無効電力範囲を求めると、付5.1図のようになる。これから、界磁電流が負となる並列範囲は非常に限られていることがわかる。



付5.1図 系統間並列時に界磁電流が負とならない領域
(並列点電圧と内部電圧位相角が90度以上は省略)

Fig. A5.1 Non-negative field current region at system paralleling

付録 5. 3 逆相耐量の検討

(A5.4)式より、系統間並列時のq軸電流は、

$$\Delta i_q = 2e \sin(\Delta/2) \{ \cos(\delta + \Delta/2) + \cos(\tau - \beta) e^{-\tau} \} / X'' \quad \text{----- (A5.24)}$$

で与えられる。(A5.19)、(A5.24)式の第2項が電機子電流の直流分電流に対応し、これが、回転子にうず電流を誘起し、これによる発熱が機器耐量限度内になければならない。これに関連した耐量は短時間逆相耐量として規定されている¹⁴⁾が、直接的に電機子直流分電流については規定していない。しかし、この発熱は少なくとも回転子内うず電流周波数の3/2乗に比例する¹⁴⁾ので、(A5.19)、(A5.24)式の交流分電流の大ききで判断すれば影響を大まかに見積もることとなる。

したがって、

$$\int_0^{\infty} [2e \sin(\Delta/2) / X'' e^{-\tau}]^2 d\tau = \frac{2e^2 \sin^2(\Delta/2)}{X''^2 d} \quad \text{----- (A5.25)}$$

となり、 $\Delta=30^\circ$ 、 X'' 、 $T_{d1}=1/d$ をそれぞれ厳しめに0.2、0.5と仮定しても、

$$2e^2 \sin^2(\Delta/2) / X''^2 d \leq 1.675 \quad \text{----- (A5.26)}$$

となり、 $JEC114^{14)}$ で短時間逆相耐量として規定されている。

水素直接冷却方式で800MVA以下 ----10

水素直接冷却方式で801MVA～1600MVA ----10・0.00625(MVA・800)

よりも充分小さく、たとえば1600MVAとしても耐力は5はあるので全く問題とはならない。

付録 5. 4 5. 2 節の計算に用いた定数

5. 2 節ならびに付録 5. 2 で用いた定数を以下に示す。

(1) 発電機

$$X_d = X_q = 1.55, X_d' = 0.25, X_d'' = X_q'' = 0.20, X_1 = 0.1688 \text{ [PU]}$$

いずれも発電機容量ベース

$$T_d' = 1.0, T_d'' = T_q'' = 0.02, T_a = 0.4, W = 8.0 \text{ [秒]}$$

(2) 系統(第 5. 1 図)

$$X_1 = X_2 = 0.20, r_1 = r_2 = 0.01, r_3 = 0.5,$$

第6章 安定度解析のための揚水発電所モデルの開発

原子力開発の進展とともに導入されてきた揚水発電所は、電力系統の需要中心から離れて建設される場合が多いため、特に、揚水運転時にその安定度が問題になることが多い。また、近年に建設される揚水発電所は、一般に数十万kWの大容量機であり、しかもその揚程は500mを超える例もめずらしくない。このような高揚程の発電所では、水路系の水圧振動周期が長くなり、電力系統の動揺周期と重なることもある。このような場合には、電力系統からの動揺に対する応動特性も水路系に影響され、従来一定出力（入力）や一定トルクとされていた揚水時のポンプ水車出力特性が異なってくることとなる。

ポンプ水車と水路系を考慮した電力系統の解析は、外国において一部実施されているものの^{11) 12)}、種々の假定が設けられており、定性的に検討されているにすぎない。一方、わが国においては、発電所単独としての検討はこれらの特性を考慮して水圧変動などの解析が行われているが^{13) 14)}、電力系統との相互関係についてはポンプ水車の新しい完全特性表現での例¹⁵⁾があるのみである。しかし、その中での水路系の表現は、水が一体となって動くことを假定したいわゆる剛体理論に基づくモデルを使用しているため、高揚程の発電所で重要となる水路系との相互作用は考慮されていない。

このため、本章では、水路系を厳密に表現した弾性理論に基づくモデルを開発し、上記ポンプ水車モデルと組み合わせ、実験の結果と対比することによりその有効性を検証する^{16) 17)}。その後、線型化モデルでの検討と、電力系統動特性解析手法（Y法）¹⁸⁾に開発モデルを組み込んだ単純系統でのシミュレーション検討により、水路系やポンプ水車モデルと電力系統動特性との相互作用を明らかにする^{19) 20)}。

6. 1 水路系モデル

揚水発電所の水圧管路系を表現する理論としては、水の圧縮性と管路の弾性を考慮した弾性理論と、これらを無視した剛体理論がある。ここでは、理論として正確である弾性理論に基づく水圧管路系モデルから、電力系統の安定度解析に必要充分である近似解法を導出し、その近似解法の特別な場合が剛体理論でのモデルとなることを示す。

6. 1. 1 弾性理論による基本式

弾性理論によれば、速度水頭と損失水頭を無視して、次の基本となる水圧管路における流速と圧力水頭に關する式が得られる²¹⁾。

$$\left. \begin{aligned} -\frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} &= \frac{\partial H}{\partial x} \\ -\frac{a'}{g} \frac{\partial v}{\partial x} &= \frac{\partial H}{\partial t} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6.1)$$

ただし、x:位置（距離）、t:時間、g:重力の加速度、a':圧力波の伝搬速度

V, H: x地点、t時刻での流速、圧力水頭

ここで、管路の断面積を一様(A)として、下式で正規化すれば、(6.1)式から(6.2)式が得られる。

$$h=H/H_0, \quad q=Q/Q_0, \quad v=V/V_0, \quad Q=AV \quad \dots\dots\dots (6.2)$$

ただし、H₀, Q₀, V₀: 定格運転時のそれぞれの量

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial h}{\partial x} &= \frac{Q_0}{gA h_0} \frac{\partial q}{\partial t} \\ -\frac{\partial q}{\partial x} &= \frac{gA h_0}{a^2 Q_0} \frac{\partial h}{\partial t} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (6.3)$$

上式の一般解は、両端での流量、水頭を用いて、次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= \frac{\cosh(Ts)}{Z_0 \sinh(Ts)} h_1 - \frac{1}{Z_0 \sinh(Ts)} h_2 \\ q_2 &= \frac{1}{Z_0 \sinh(Ts)} h_1 - \frac{\cosh(Ts)}{Z_0 \sinh(Ts)} h_2 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (6.4)$$

ただし、 $T=aL/a$ 、 $Z_0=aQ_0/gA h_0$

s : 微分演算子、 L : 管路全長

h_1, h_2 : 管路上端、下端での圧力水頭

q_1, q_2 : 管路上端、下端での流量

6. 1. 2 近似解法の導入

弾性理論による基本式を数値的に解くには、前進波、後進波の和として求める方法が一般に採用されている¹⁾。しかし、この方法では複雑すぎて電力系統の解析には適さず、またその動作も理解しがたい。ここでは、特に電力系統の振動成分に対する制動効果を正確に表現するために、極と零点を保存する双曲線関数の模型の公式²⁾を用いる。

$$\left. \begin{aligned} \sinh(x) &= x \prod (1+x^2/(n\pi)^2) \\ \cosh(x) &= \prod (1+x^2/(n-1/2)^2/\pi^2) \\ &\quad (n=1, 2, 3, \dots) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (6.5)$$

これより、(6.4)式は次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= (G_1(s) h_1 - G_2(s) h_2)/T_0 s \\ q_2 &= (G_1(s) h_1 - G_2(s) h_2)/T_0 s \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (6.6)$$

ただし、 $T_0 = Z_0 T = aQ_0 L/gA h_0$ 、 $x=Ts$

$$G_1(s) = 1/\prod (1+x^2/(n\pi)^2)$$

$$G_2(s) = G_1(s) \prod (1+x^2/(n-1/2)^2/\pi^2)$$

(6.6)式において、 $G_1(s)$ 、 $G_2(s)$ を1.0と近似した場合を0次近似、 $n=1$ まで近似した場合を1次近似、 $n=n$ まで近似した場合を n 次近似と呼ぶことにする。

剛体理論は、ここでの0次近似に対応し、(6.6)式から、上下管路の流量は同じとなり、対応するモデルは次式で与えられる。

$$q = q_1 = q_2 = (h_1 - h_2)/T_0 s \quad \dots\dots\dots (6.7)$$

6. 1. 3 水撃作用による振動

橋水運動時の入力遮断時等には、水撃作用による水圧振動が発生する。この時の共振周波数(ω)は(6.6)式から次式で与えられる。

$$\omega \pi (l/2 \pm n) \pi / T \omega \pi (l/2 \pm n) \pi \pi / l$$

..... (6.8)

これから最も長い間隔の振動周期(T)は次式で与えられる。

$$T = 4l/\omega \pi^2$$

..... (6.9)

6. 1. 4 揚水発電所モデル

第6. 1 図に示す、揚水発電所の全水循環モデルは、損失水頭をそれぞれの管轄部分の一点で仮定すれば、これまでの式の展開から以下の各式で与えられる。なお、流量、トルクの符号は、同図に示す発電運転時の方向を正方向とする。また、流量 (q) や水頭 (h) の記号は第6. 1 図に基づく。



第6. 1 図 揚水発電所の概観
Fig. 6. 1 Overview of pumped-storage plant

(1) 水圧管と放水管

$$\begin{aligned} q_1 &= [G_{11}(s)(h_1 - L_{11}) - G_{12}(s)h_2] / T_{11s} \\ q_2 &= [G_{21}(s)(h_1 - L_{21}) - G_{22}(s)h_2] / T_{21s} \\ q_3 &= q_1 [G_{31}(s)h_2 - G_{32}(s)(h_1 - L_{31})] / T_{31s} \\ q_4 &= [G_{41}(s)(h_2 - G_{42}(s)(h_1 - L_{41}))] / T_{41s} \\ h_1 &= h_2 - h_3 \\ L_{11} &= \beta_1^{-1} q_1 \operatorname{abs}(q_1) & q_1 &= (q_1^2 q_2) / 2 \\ L_{21} &= \beta_2^{-1} q_2 \operatorname{abs}(q_2) & q_2 &= (q_1^2 q_3) / 2 \\ L_{31} &= \beta_3^{-1} q_3 \operatorname{abs}(q_3) & q_3 &= (q_1^2 q_4) / 2 \end{aligned}$$

ただし、 h_2 : ポンプ水頭水頭、

..... (6.10)

$G_{11}, G_{12} (G_{21}, G_{22})$: (6.6)式の G_{11}, G_{12} に対応した水圧管 (放水管) の損失係数

$L_{11} (L_{21})$: 水圧管 (放水管) の損失水頭、

$T_{11} (T_{21})$: (6.6)式の T_{11} に対応した水圧管 (放水管) の等価管定数

β_1, β_2 : 水圧管 (放水管) の損失係数

放水管 (ポンプ水車出口から下池サージタンクまで) の管轄長は短い、剛体理論で取り扱うとすれば、これらのモデルは次式に置換される。

$$\left. \begin{aligned}
 q_1 &= [G_{u1}(s)(h_1 - L_{u1}) - G_{u1}(s)h_1] / T_{u1}s \\
 q_2 &= [G_{u2}(s)(h_1 - L_{u2}) - G_{u2}(s)h_1] / T_{u2}s \\
 h_2 &= T_{u1}/T_{u2} [G_{u1}(s)(h_1 - L_{u1}) - G_{u1}(s)h_1] + h_1 + L_{u1} \\
 h_2 &= h_1 + h_{21} \\
 L_{u1} &= \beta_u^{-1} q_{u1} \text{ abs}(q_{u1}) \quad q_{u1} = (q_1 + q_2)/2 \\
 L_{u2} &= \beta_u^{-1} q_{u2} \text{ abs}(q_{u2}) \quad q_{u2} = q_1 - q_2
 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6.11)$$

更に、水圧管の部分も剛体理論モデルで取り扱えば、(6.11)式は次式となり、流量はすべての管において同一となる。

$$\left. \begin{aligned}
 q &= (h_1 - h_2 - h_{21} - L_{u1} - L_{u2}) / (T_{u1} + T_{u2})s \\
 L_{u1} + L_{u2} &= (\beta_u^{-1} + \beta_u^{-1}) q \text{ abs}(q) \\
 q &= q_1 = q_{u1} = q_{u2}, \quad h_1 = h_{21}, \quad h_2 = h_{u2}
 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6.12)$$

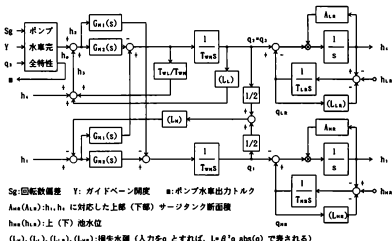
(2) 上下部サージタンクと導水路、放水路

これらの部分については、水路長も短いため剛体理論に基づくモデルとする。

$$\left. \begin{aligned}
 h_{11} &= A_{u11}(q_1 - q_{u11})/s, \quad h_{12} = A_{112}(q_1 - q_{112})/s \\
 q_{u11} &= (h_{u11} - h_1 - L_{u11})/T_{u11}s \\
 q_{112} &= (h_1 - h_{112} - L_{112})/T_{112}s \\
 L_{u11} &= \beta_{u11}^{-1} q_{u11} \text{ abs}(q_{u11}) \\
 L_{112} &= \beta_{112}^{-1} q_{112} \text{ abs}(q_{112})
 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6.13)$$

ただし、 $A_{u11}(A_{112})$: 1/(上(下)部サージタンクの断面積)

(6.11), (6.13) 式で表現された揚水発電所のモデルをブロック線図として示せば第6.2図となる。なお、ポン



第6.2図 揚水発電所モデル
 Fig. 6.2 Pumped-storage power plant model

ブ水車特性については、展開発の完全特性表現方法¹¹⁾（全運転領域にわたって、回転数、流量とガイドベーン開度からトルクと圧力水頭を与える方法）を用いる。

6. 1. 5 実験試験結果との比較による検証

実験の揚水運転時の発電電動機入力遮断試験結果、剛体理論ならびに弾性理論に基づく(6.6)式の3次の近似解法でのシミュレーション結果の3者の比較を第6.3図に示す。なお、ここで比較対象する実験(A発電所1号機)は580m級と高揚程の揚水発電所¹¹⁾であるため、その水車作用による振動周期(6.1.3項の T_1)も2.9秒と長くなっているため、6.2節で述べるように3次までの近似解を用いた。

発電電動機への入力が遮断されるため、揚水量(q)、回転数(ω)ともに低下していく。遮断後5.5秒後には、流量が少なくなり水車作用による水圧振動現象が発生している。シミュレーションでは、遮断後2秒程度までのポンプ揚程が若干小さめになっているが、この水圧振動も含めて、回転数変動、ポンプ水車水頭(h_1 : ケーシング水圧とドラフト水圧の差)、上部サージタンク水位ともかなりの合致が得られており、ポンプ水車完全特性や水路系モデルと定数が適切であることがわかる。

水路系モデルによる差異を見ると、剛体理論モデルは水圧振動発生前までは3次の近似解法と良く合致しているが、水圧振動発生後の現象は当然ながら表現されていない。また、最も長い周期である一次モードでの水圧振動も発生していないので、ここには示さなかったが1次と3次の近似解法間での差異はほとんど見られない。

なお、負荷遮断時には水圧振動が発生していないため、ここでは比較は省略したが、剛体理論モデルでも十分合致がとれている。しかし、6.2節で述べるように、電力系統との相互作用を考える場合には3次までの近似が必要となる。

6. 2 電力系統動特性との相互作用

水路系やポンプ水車と電力系統との相互作用を明確にするために、まず主として電力系統の制動に与える影響について、ポンプ水車モデルの線形化により定性的な検討を加え、次にシミュレーションによってモデルによる差異を明らかにする。

6. 2. 1 線形化モデルの導出

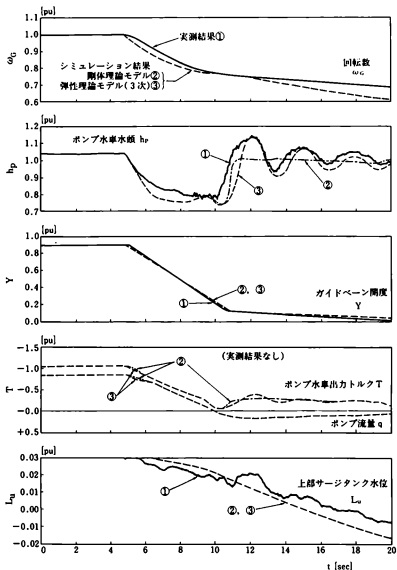
ガイドベーン開度や回転数変動からのポンプ水車トルクの応答特性を、線形化して導く。ポンプ水車の完全特性は、流量(q)、水頭(h_1)、回転数偏差(Sg)、ガイドベーン開度(Y)、トルク(m)の関数であることから、これらの関係を線形化して次式が得られる。なお、 q と m は発電運転時を正方向とし、 Sg は発電、揚水運転時ともに回転数が速くなる方向を正とする。

$$\left. \begin{aligned} \Delta q &= a_{11} \Delta h_1 + a_{12} \Delta Sg + a_{13} \Delta Y \\ \Delta m &= a_{21} \Delta h_1 + a_{22} \Delta Sg + a_{23} \Delta Y \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6.14)$$

また、(6.10)式において、損失水頭を無視し、さらに上部サージタンク水位(h_1)とポンプ水車出口の放水管水圧(h_2)の変動はそのポンプ水車水頭の変動より小さいため無視すると、次式が得られる。

$$\Delta q = G_{11}(s) / T_{11} s \Delta h_1 \dots\dots\dots (6.15)$$

(6.14)、(6.15)式より、次式が求まる。



第 6.3 図 揚水入力遮断時の試験結果とシミュレーション結果の比較

Fig. 6.3 Comparison of tested and simulation results at pumping shedding

$$\left. \begin{aligned} \frac{\Delta m}{\Delta Y} &= \frac{a_{11} + (a_{12}a_{22} - a_{21}a_{11})T_{ms}/G_1(s)}{1 + a_{11}T_{ms}/G_1(s)} \\ \frac{\Delta m}{\Delta Sg} &= \frac{a_{11} + (a_{12}a_{22} - a_{21}a_{11})T_{ms}/G_1(s)}{1 + a_{11}T_{ms}/G_1(s)} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6.16)$$

(6.16)式が弾性理論とポンプ水車完全特性を考慮したトルクに関する線形関係式となる。剛体理論モデルでの関係式は、6. 1. 2 項で述べたように、(6.16)式において $G_1(s)=1$ として求まる。

一般に電力系統解析で用いられているポンプ水車モデルでは、その特性として完全水車を想定し、要に回転数変動は小さいとして無視し、次式のように(6.16)式の係数を定める¹¹⁾。なお、(6.17)～(6.21)式の単位は発電運転時を基準としたPUである。

$$\left. \begin{aligned} a_{11} &= 0.5P, \quad a_{12} = 0, \quad a_{21} = 1.0 \\ a_{22} &= 1.5P, \quad a_{23} = 0, \quad a_{24} = 1.0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6.17)$$

P:出力

但し、電力中央研究所を中心に開発された電力系統動特性解析手法(Y法)¹²⁾では、ガイドベーン開度が一定の場合には、トルク一定ではなく出力一定でモデル化されているため、

$$P = (1 + Sg)m \dots\dots\dots (6.18)$$

の関係より、

$$\Delta m / \Delta Sg = -P \dots\dots\dots (6.19)$$

の関係となる。

これらの関係をまとめると、第6. 1表のようになる。但し、(6.12)式からわかるように、水圧管の時定数(T_{ms})はすべての管路の時定数の和が適当であるので、 T_m として表現している。

第6.1表 水系を含めたポンプ水車線形モデルの比較
Table 6.1 Comparison of linearized models of hydro-station

	$\Delta m / \Delta Y$	$\Delta m / \Delta Sg$
弾性 理論 ref	$\frac{a_{11} + A_{11}T_{ms}/G_1(s)}{1 + a_{11}T_{ms}/G_1(s)}$ $A_{11} = a_{12}a_{22} - a_{21}a_{11}$	$\frac{a_{11} + A_{11}T_{ms}/G_1(s)}{1 + a_{11}T_{ms}/G_1(s)}$ $A_{11} = a_{12}a_{22} - a_{21}a_{11}$
剛体	上式で $G_1(s)=1$	上式で $G_1(s)=1$
従来 ref	$1 - PT_{ms}$ $1 + 0.5PT_{ms}$ (6.17)式の仮定	0(回転数変動を無視) または、 $-P$ (Y法での導出関係)

6. 2. 2 モデル間の比較

第6. 1表に示す従来モデルでは、その導出時の仮定から以下の制限や不具合があることが明らかである。

- ①最小擾乱に対してのみ有効
- ②(6.17)式の仮定が実際に則していない場合が多い
- ③回転数変動からの効果が表されていない
- ④剛体理論が成立する範囲でのみ有効
- ⑤と⑥項の不具合は、ポンプ水車特性を考慮すれば解消される。ちなみに、(6.17)式に対応した係数は、A発電

所 1 号機の場合、次のようになる。

(発電時: P =定格, 定格水位)

$$\left. \begin{aligned} a_{11} &= 0.66, & a_{12} &= -0.30, & a_{13} &= 0.63 \\ a_{21} &= 1.58, & a_{22} &= -1.15, & a_{23} &= 0.51 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6.20)$$

(揚水時: P =定格, 定格水位)

$$\left. \begin{aligned} a_{11} &= 2.1, & a_{12} &= -5.1 \\ a_{21} &= 2.3, & a_{22} &= -6.8 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6.21)$$

これから、発電時には a_{11} を除いて比較的(6.17)式の仮定と合致しており、またガバナも動作するため(6.17)式の仮定は比較的妥当と考えられる。しかし、揚水運転時には、(6.17)式の仮定は全くあてはまらず、しかも回転数変動からの影響 (a_{11}, a_{12}) が実際にはかなりの程度存在していることが明らかである。なお、揚水運転時にはガイドベーン開度は適性開度で一定に保持されるため、(6.21)式でこれに関する項は除外した。

④項の制限は、弾性理論の近似解法を用いて解消される。必要となる近似次数は、以下で決定される。

まず、(6.4)、(6.6)式において、最も変動の大きいポンプ水車出口の水圧と流量 (h_2 と q_2) 間の伝達関数の周波数特性について、厳密解 ($\coth(Ts) \cdot \coth(j\omega T)$) と近似解 ($G_1(j\omega)/j\omega T$) による比較を第 6. 4 図に示す。

電力系統の電力動揺周期は短くて 0.7 秒程度であるので、10(rad/sec) 程度までは周波数特性が合致している必要がある。従って第 6. 4 図より、(6.4)式の管路時定数(T)に対して少なくとも次の次数が必要である。なお、これらの範囲は、ゲインについては ± 20 dB の範囲で 10dB を許容誤差とし、位相特性としては合致している範囲である。

$$\left. \begin{aligned} T &\leq 0.13 \text{ 秒: } 0 \text{ 次近似 (剛体理論) 以上} \\ 0.13 &\leq T \leq 0.43 \text{ 秒: } 1 \text{ 次近似以上} \\ 0.43 &\leq T \leq 0.72 \text{ 秒: } 2 \text{ 次近似以上} \\ 0.72 &\leq T \leq 1.0 \text{ 秒: } 3 \text{ 次近似以上} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6.22)$$

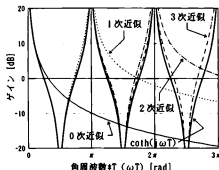
大擾乱時にも有効 (①の制限を除く) とするには、ポンプ水車の完全特性を考慮する必要がある。但し、電力系統からの擾乱の場合には、その運転範囲は限られたものとなるため、完全特性のすべての領域にわたって考慮する必要はなく、必要な部分のみを開閉群で近似して与えることで充分信頼可能である。

結局、ポンプ水車と水路系のモデルでの詳細さの程度での違いをまとめると第 6. 2 表のようになる。電力系統の動特性解析では、以上の検討から、ポンプ水車としては関数近似完全特性モデルを、水路系モデルとしては近似解法の弾性理論を用いるのが最も適当である。なお、負荷周波数制御 (LFC) などのゆっくりとした周期成分を解析する場合には、(6.13)式のようなサージタンク特性も重要となる。

第 6.2 表 水力(揚水)発電所における水車と水路系のモデルのレベル

Table 6.2 Turbine and conduit model level of hydro-station

(ポンプ)水車特性	水路系モデル
①完全特性	①弾性理論 (厳密解法)
②関数近似完全特性	②弾性理論 (近似解法)
③線形近似完全特性	③剛体理論 (0 次近似)
④完全水車線形近似(6.17)式	
一定出力又は一定トルク (揚水運転時)	



第 6.4 図 水路系伝達関数 $\coth(j\omega T)$ と $G_2(j\omega)/j\omega T$

Fig. 6.4 Transfer function of conduit system

6. 2. 3 電力系統の制動に与える影響

回転数変化に対してポンプ水車トルクが変化すると、電力系統の動揺に対して制動力となったり、同期化力となったりする。同期化力は、回転数変動から生じるトルク変動に対しては、 $j\omega/2\pi f_0(\omega)$ (ω: 動揺角速度, f_0 : 定格周波数) の係数がかかるため極めて小さくなり、原動機からの変化に対しては無視できる。

制動力は、次式で定義される制動係数(D) で等価的に表される。

$$M \Delta Sg / dt = M_{in} - M_{out} - DSg \quad \text{-----} \quad (6.23)$$

ただし、M: 慣性定数 (秒), t: 時間 (秒), M_{in} : 入力トルク, M_{out} : 出力トルク

単位はすべて自己容量ベースのPU

ここで、出力トルクは発電電動機の電氣的トルクであり、入力トルクがポンプ水車で発生されるトルクである。入力トルクは、ポンプ水車特性によって第 6. 1 表に示すように変化するが、これを一定入力トルク M_{in} と、回転数変化による入力トルクの変化分に分け、後者の変化分はすべて(6.23)式の D の形で表現されるものとした場合の係数 D を、等価制動係数とここでは定義する。

このような定義によれば、D は次式で与えられる。

$$D = -2\pi M [\Delta m / \Delta Sg(s=j\omega)] \quad \text{-----} \quad (6.24)$$

また、ガバナを考慮した場合には、ガバナを通してガイドベーンが制動され、トルクへ影響するが、この効果も含めて D は定義されるものとする。

さて、ガバナを考慮せず、従来モデルや剛体理論モデルで表現した場合の D は、第 6. 1 表と(6.4) 式から求まり、その変化はゆるやかなものとなる。

これに対し、弾性理論モデルでは、 $G_1(j\omega)$ が実数となりしかも正から負の無限大まで変化するので、D の変化は大きくなる。第 6. 1 表の式を用いれば、その最大、最小値は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \text{MAX}(D) &= -a_{11} & (\omega = n\pi) \\ \text{MIN}(D) &= -a_{11}/2 & (\omega = (n+1/2)\pi) \end{aligned} \right\} \quad \text{-----} \quad (6.25)$$

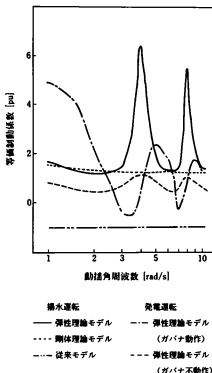
A 発電所 1 号機の場合は次のようになる。

(発電時) MAX(D)=1.2, MIN(D)=0.43

(揚水時) MAX(D)=6.8, MIN(D)=1.2

..... (6.26)

第 6. 2 図に示す振動機側の全構成を含めて(6. 24) 式の形で等価制動係数を求めた結果を第 6. 5 図に示す。揚水運転時には、剛体理論と弾性理論に基づくモデルでその等価制動係数が大きく異なっているが、弾性理論モデルでの下限値はほぼ剛体理論モデルと同等になっている。なお、同図の従来モデルは、(6.19) 式の関係から求めたグラフであり、動揺周期の影響を受けない。また、発電運転時には、(6.26) 式からもわかるように、等価制動係数の変化は小さいため剛体理論による結果は示していない。発電運転の場合には、水路系モデルによる差異は小さく、これよりもガバナの有無による差異が大きくなっている。

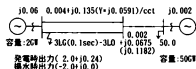


第 6.5 図 等価制動係数の比較

Fig. 6.5 Comparison of equivalent damping factor

6. 2. 4 電力系統シミュレーションによる検討

第 6. 6 図に示す単純な 2 機系統において揚水機側高圧端での 1 回線 3LG (0. 07 秒) ~ 3LO 時のシミュレーションを行い、ポンプ水車特性と水路系モデルの詳細さの差が、電力系統の動特性に与える影響を検討した。これは Y 法にポンプ水車完全特性と水路系モデルを導入して実施した。前項で示したように、水路系の影響は動揺周期によって大幅に変化するため、慣性定数をパラメータとして動揺周期を変化させた。



第 6.6 図 2 機単純電力系統モデル

Fig. 6.6 2 - machines simple power system model

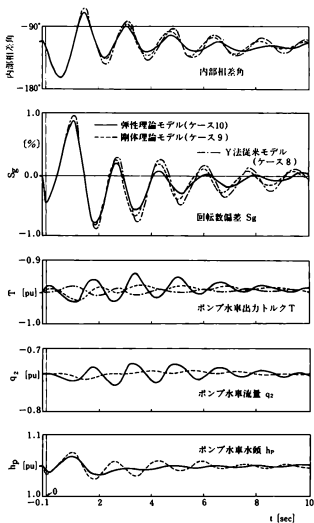
検討結果の一覧を第 6. 3 表に示す。表中の D_{11} は、(6.23) 式において m_{11} をポンプ水車トルクとした場合の制動係数であり、自己制動係数という。すなわち、シミュレーションにおいて機械的に外側から加えた制動係数である。また、 D_{12} は、シミュレーション結果の回転数変動や相角変動から等価的に求めた制動係数であり、発電機動機の影響により、前節で求めた値よりも大きくなっている。

代表的な解析結果として、揚水運転時のケース 8, 9, 10 の波形を第 6. 7 図に示す。動揺時のポンプ水車トルクは、従来モデル (第 6. 1 表参照) では回転数が増加すれば増加し、等価的に制動を減少させる方向に動いているのに対し、剛体モデルや弾性モデルでは、逆の動きとなっている。更に、弾性理論モデルの方が、その振幅が大きく等価制動係数が大きくなっている。また、ポンプ水車の流量と水頭を見ると、理論から予想されるように、弾性理論モデルでの流量変動が大きくなっている。

これらの解析結果より、以下が明らかである。

- ① 水路系モデルにより、特に揚水運転時に制動の度合いが異なり、考慮の程度が高いほど大きくなる。
- ② 相角変動の最大値への影響は、弾性理論モデルの場合が若干小さくなるが、その差は小さい。
- ③ 揚水運転時に水路系やポンプ水車特性を無視した状態 (従来モデル) で、自己制動係数を付加すれば、等価的な制動力は同じとなる。しかし、相角第 1 波の最大値は小さくなる。(第 6. 3 表のケース 5 参照)
- ④ 発電運転時には、水路系モデルやポンプ水車特性の差異による影響は小さい。

また、系統分離などによる周波数変化時の影響についてもシミュレーション解析を実施したが、このような場合には回転数変化が前記の同期化力振動に基づく動揺周期よりもゆっくりしているため、水路系モデルの相違による顕著な差異は生じない。しかし、揚水運転時には、回転数変動に応じてポンプ水車特性が変化するため、系統分離後の周波数変動に若干の差異が生じる。



第 6.7 図 系統事故時の動揺比較

Fig. 6.7 Comparison of swings at system fault

第6.3表 系統事故時の系統動揺の比較

Table 6.3 Comparison of power system swing

水路系 モデル	慣性 定数	制 有無	動揺 周期	D_{eq}	δ_{us}	δ_{us}	δ_{us}
揚 水 運 転							
無視	11.0 秒	揚水	1.1 秒	8.4	-180	-64	1
剛体		運転		10.5	-175	-70	2
弾性		無視		10.8	-174	-72	3
無視	20.0 秒	揚水	1.6 秒	7.8	-163	-68	4
剛体		運転		17.1	-157	-80	5*
弾性		無視		9.8	-161	-71	6
				17.9	-161	-72	7
無視	22.0 秒	揚水	1.6 秒	9.3	-162	-69	8
剛体		運転		12.3	-161	-72	9
弾性		無視		1.7	15.5	-160	-73
発 電 運 転							
無視	11.0 秒	無視	1.0 秒	7.3	34	-18	11
剛体				7.8	34	-19	12
弾性				0.9	7.6	32	-18
剛体	11.0 秒	考慮	1.1 秒	7.7	32	-18	14
弾性				7.8	32	-18	15
無視	22.0 秒	無視	1.4 秒	7.7	21	-6	16
剛体				7.2	21	-7	17
弾性				7.7	21	-6	18

注) *: 本ケースのみ D_{eq} (自己制動係数) = 10 [PU/PUS_g]。他はすべて 0

δ_{us} (δ_{us}): 第1波相角最大(最小)値(度)

水路系モデル: ポンプ水車特性は、無視の場合(3.18)式

(従来モデル)。その他の場合は完全特性を使用

6. 3 まとめ

揚水系統の安定度は揚水発電所の特性に大きな影響を受けるため、水路系を厳密に表現した弾性理論に基づくモデルを開発し、ポンプ水車モデルと組み合わせ、実際の試験結果と対比することによりその有効性を検証した。その後、開発モデルを用いた単純系統でのシミュレーション検討により、水路系やポンプ水車モデルと電力系統動特性との相互作用を明らかにした。

得られた結論は以下の通りである。

(1) 揚水発電所が電力系統の動特性に与える影響、またそのモデル化に必要な程度を解明することを目的に、水の圧縮性などまで考慮した弾性理論に基づきその水路系近似モデルを導出し、既開発のポンプ水車完全特性モデルと組み合わせ、揚水発電所のモデルを導出した。これを、実際の負荷遮断試験や揚水遮断試験結果と比較した結果、水圧振動まで含めて試験結果と合致がとれ、導出したモデルと定数の妥当性が検証された。

(2) この弾性理論に基づく水路系の近似においては、管路長が長くなるほど近似の度合いを上げる必要があるため、その目安を与えた。また、最も単純な近似の場合には、剛体理論に基づくモデルと同一になることを示した。

(3) 電力系統の動特性解析に当たって、水路系モデルやポンプ水車特性のモデルの違いによる影響を、周波数特性面ならびにシミュレーション解析によって検討した。その結果、管路長の長い場合は、弾性理論モデルでは揚水運転時の制動特性が動振周期によって大幅に異なることを明らかにした。この差異は剛体理論モデルでは表現が不可能である。一方、発電運転時には、この影響は大きくないことを明らかにした。

(4) ポンプ水車の特性については、発電電動機が電力系統に接続されていれば、流量や水頭の運転領域にまでは至らないので、ここで検討したように全領域にわたって表現する必要はない。しかし、理想化されたポンプ水車の特性と実際の特性とは、特に揚水運転時には異なってくるので、厳密な解析ではこれを考慮する必要がある。

なお、非常に簡略的にY法¹⁾で揚水運転時の特性を考慮する場合には、ポンプ水車特性によって若干の差異はあるものの本章で例として取り上げたA発電所の場合は、自己制動係数として2.0[PU/PUSg]を考慮すれば、電力系統動振の制動面からみて若干悲観的なシミュレーション結果が得られることとなる。

第7章 結 論

電力系統の計画・運用に当たっては、経済性、信頼性、電力の品質というある面では相いれない性質を、高度にバランスさせることが要求される。これを解決するひとつの有力な方法が緊急時制御であり、極めてまれではあるが大規模な停電事故に発展する可能性のある事故に対しては、送電線の増強などの設備的な対策で対応するのではなく、全系統の崩壊を防ぐという観点から制御を行うものである。

この緊急時制御においては、電気的現象が主体となる場合については比較的検討が進みき細かい対策が実施されているのに対し、電網の特性すなわちプラント特性が主体となる現象については、これまで十分とはいえない状況にあった。

このため、本論文においては、まず、電力系統の緊急時制御に必要となる火力ならびに揚水発電所のプラントモデルを開発・検証した。次に、それらのモデルを用いて、発電所の安定運転を確保し大規模停電を防止するための論理、すなわち、重大事故により系統が分離された場合の分離系統の周波数変動面からみた安定運用性能を明らかにするとともに、その際の周波数安定化制御方式を提案し、シミュレーションによりその効果を明らかにした。さらに、早期に分離系統を並列して信頼性を確保するために必要となる、並列時の制限条件を明らかにした。また、これまで明確でなかった揚水発電所が安定度を与える影響を、ポンプ水車や水路系のモデルを開発し、明らかにした。

本論文で明らかとなった主要点を以下に示す。

わが国の電力系統の主要な電源である火力プラントに関し、緊急時制御の検討に必要となる、詳細なガバナとプラントのモデルを開発した。すなわち、

- (1) 発電機の出力を直接制御するガバナについて、周波数の急激な上昇時に動作し電源出力に大きな影響を与える。これまでの検討では考慮されていなかった。ガバナの緊急時動作機構を含めた詳細なモデルを開発・検証した。これにより、周波数が急激に変動するような電力系統の緊急状態においても、十分な精度で電網の出力応動特性を模擬できることとなった。
- (2) プラントの制御系がガバナの設定値を制御していること、ならびにプラント側の応動が特に貫流プラントでは従来に比べ速いものとなっていることから、擾乱後10秒間程度以下の短時間であっても発電機の出力応動にプラント特性が影響を与える。このため、火力貫流プラントならびにドラム方式のプラントについて、運転員の操作が期待しにくい1分間程度までの長時間にわたるその動特性を模擬できるモデルを開発・検証し、標準的な定数を設定した。

また、これらのモデルとそのパラメータについては、試験結果を参照して設定・検証するとともに、わが国のプラントの調査によりその標準的な定数を設定することにより、今後の検討に役立つものとした。

開発したモデルなどを用い、系統が分離されるなどにより高給アンバランスが大幅となった場合の、火力プラント応動や周波数変動の特徴を明らかにし、種々の不確定要因を考慮できる新しい周波数安定化制御方式を提案し検証した。すなわち、

- (3) 系統分離などによる大幅な高給アンバランスに伴う周波数変動やプラント変動状況を、開発した火力プラントモデルを用いて解析し、分離系統の安定運転可能範囲を明らかにした。この範囲は、ガバナの種類によってその範囲が大きく異なることに特徴がある。

(4) 大幅な需給アンバランスとなる場合の緊急時制御としては、適切な量の電源あるいは負荷を遮断して周波数の安定化を図ることとなるが、事故に伴う電圧低下による負荷の脱落などの不確定性のため、適切な遮断量の算定が困難となる。このため、これらの制御を2段に分け、最初の制御後の周波数変動状況を見ながら必要に応じた遮断量を算定する補正制御論理を提案し、その有効性をシミュレーションにより検証した。

分離された系統は、適切な周波数安定化制御により一旦は安定化されたとしても、全体としての信頼性を考えれば、早期に並列する必要がある。このため、系統間並列を解析できるシミュレーション手法を開発、検証し、系統間並列に当たって考慮すべき要因を明らかにした。すなわち、

(5) 無負荷の発電機を系統に並列する発電機起動時の並列とは異なる、負荷を持った状態で系統間並列時の同期機の電磁機械的な耐量面（電磁トルク、電機子電流、軸機械トルク、界磁電流、逆相電流、逆相電流）について検討し、通常の系統間並列条件である、位相差 ± 30 度以内、電圧差 $\pm 10\%$ 以内では、3相突短絡時に比べて十分余裕があり、特にこの面について考慮する必要はないことを明らかにした。

(6) 一般的な系統間並列時には同期機の耐量を特に考慮する必要はないことから、系統間並列時の考慮要因としては、プラントの安定運転性及び安定度が重要となる。このため、安定度解析を主とした解析手法を基に、これらの解析が可能となる多機系統を対象とした系統間並列現象シミュレーション手法を開発し、回転型の発電機を有する交・直流電力系統シミュレータにて検証した。

(7) 実際の電力系統を想定したシミュレーション解析により、脱調や電圧変動などの電氣的現象面よりは、並列時の周波数差に由来するプラント面からの制約が厳しくなることを明らかにした。また、プラントの運転状態を考慮した系統間並列時の一般的な制限要因と指針を明らかにした。その結果、火力プラントやBWR原子力プラントを含んだ系統では、並列点での一般的範囲として、周波数差 $\pm 0.3\text{ Hz}$ 、位相差 ± 30 度、電圧差 $\pm 10\%$ までは安定に並列が可能である。

大容量の揚水発電所では安定度が問題となることが多く、その際プラントの特性が大きな影響を与える。このため、揚水発電所モデルを開発・検証し、以下を明らかにした。

(8) 水の圧縮性などまで考慮した弾性理論に基づく水路系近似モデルを導出し、ポンプ水車完全特性モデルと組み合わせで大規模揚水発電所モデルを開発し、実機試験結果と比較・検証した。

(9) 開発モデルを用い、従来モデルでは不可能であった揚水運転時の安定度への影響を評価し、水路長が長い場合の制動特性が系統の動揺周期によって大幅に異なることを明らかにした。また、解析に当たってのモデルの詳細さの程度について指針を与えた。

最後に、終始ご指導いただきました。上之園雅彦京都大学名誉教授、岡田隆夫京都大学教授、関根泰次東京大学名誉教授、仁田且三京都大学助教授を始めとする諸先生方。ならびにご指導や討議を通して研究の進展にご協力いただいた電力中央研究所の上之園博理事、高橋一弘参事、植田清隆参事、長尾持士経営調査室長、林敏之電力システム部長、市川建英課長など諸先輩方ならびに井上俊雄主査研究員を始めとする研究者の方々。また、実際の電力系統での問題点やデータの提供にご協力いただいた、福留博正四国総合研究所室長、藤田秀紀中部電力電力技術研究所研究主査、長澤隆士関西電力系統技術課長などの電力各社。ならびにメーカーの関係者の方々に深甚たる感謝の意を表します。

参考文献

1. 緊急時制御関係一般に関する参考文献
 - (1) 電力系統の安定化技術調査専門委員会 「電力系統の安定化技術」 電気学会技術報告(日語) 第238号, 昭和61年12月
 - (2) 長風, 谷口, 他, 「電力システムの自律分散制御」 電中研 総合報告: T21 平成3年6月
 - (3) 電気協同研究, 「電力系統の安定度」, 第34巻 第5号, 昭和54年1月
 - (4) 谷口, 内田, 田中, 他, 「大規模電力系統の安定度総合解析システムの開発」 電中研 総合報告: T14 平成2年4月
 - (5) Harada, K., Uyeda, K., Kasimono, et al., "FIELD TEST AND SIMULATION OF POWER SYSTEM STABILIZATION AT ATSUMI THERMAL POWER STATION", CIGRE-IEEC Symposium in Florence, 26-28 Sept. 1982
 - (6) K. Kasimono, K. Uyeda, K. Taniguchi, "Data Filing System for Electric Power System Stability Analysis", IEEE Symposium Paper, 1985
 - (7) 谷口, 「安定度解析のための発電機, 制御系の基本特性」 電力中央研究所 研究報告 180011 昭和55年11月
 - (8) IEEE Committee Report, "Excitation System Models for Power System Stability Studies", IEEE Trans. Power App. Syst., No.2, Feb., 1981
 - (9) 大塚, 「多変数最適制御理論の電力システムへの応用研究動向」 電学論B, 111巻2号, 平成3年
 - (10) H. Taniguchi, et al., "POWER SYSTEM STABILITY IMPROVEMENT BY SUPERCONDUCTING GENERATORS", SA100, International Conference on the Evolution and Modern Aspects of Synchronous Machines, Zürich, Aug. 1981
 - (11) 北内, 谷口, 「フーリエ理論による発電機励磁制御システムの開発」 電学論B, 113巻1号, 平成5年
 - (12) S. Yokokawa, Y. Ichii, H. Tanaka, E. Doi, K. Uyeda, H. Taniguchi, "Multivariable Adaptive Control for a Thermal Generator", IEEE Trans. on Energy Conversion, Vol.3, No.3, Sept. 1988
 - (13) R. P. Schulz et. al., "Long-Term Power System Dynamics, Volume 1, Summary and Technical Report", EPRI BP90-7, Apr. 1974
 - (14) R. P. Schulz et. al., "Long-Term Power System Dynamics, Phase II, Volume 1", EPRI EL903, Volume 1, Project T64-2 Final Report, May, 1982
 - (15) 徳田, 長尾, 田村, 杉浦, 「大規模電圧変動時の負荷特性」 電力技術研究会 PE-86-32 昭和61年8月
 - (16) 電気協同研究, 「瞬時電圧低下対策」, 第46巻 第3号, 平成2年7月
 - (17) 坪井, 「基荷の広範囲事故波及防止リレー技術の動向」 電気学会全国大会 S-17-1 平成4年3, 4月
 - (18) 電気協同研究, 「電力系統安定運用技術」, 第47巻 第1号, 平成3年7月
 - (19) 高峰, 谷口, 他, 「巨大電力系統のオンライン信頼度制御システム-自律分散方式の適用に関する基本的検討-」 電力中央研究所 研究報告 T87101 昭和63年8月
 - (20) 高峰, 「電力系統の新しい制御概念」 昭和63年電気・情報関連学会連合大会
 - (21) 谷口, 「オンライン外部系統連定による統制予備制御の開発」 電力中央研究所 研究報告 T87061

昭和63年7月

- (22)谷口、他、「オンライン外部系統推定による脱調防止制御 自律分散制御の基本論理の開発」
電力中央研究所 研究報告 T88093 平成元年5月
- (23)谷口、「オンライン外部系統推定による脱調予測論理の開発」 電力技術研究会 PE-88-8
昭和63年7月
- (24)谷口、他、「オンライン外部系統推定による脱調防止制御（基本論理の開発と検証）」 電力技術研究会
PE-89-140 平成元年7月

2. ガバナモデルに関する参考文献

- (25)IEEE Committee Report, "Dynamic Models for Steam and Hydro Turbines in Power System Studies", IEEE
Trans. Power App. Syst., Nov./Dec. 1973
- (26)IEEE Working Group Report, "Dynamic Models for Fossil Fueled Steam Units in Power System Studies",
IEEE Trans. Power Syst., May 1991
- (27)谷口、植田、上之園、「タービン高速制御による安定度向上Ⅱ（第1報）-火力ガバナ系のシミュレーションとその動特性-」 電中研 研究報告 177055 昭和53年7月
- (28)池辺、他、「サーボ機構とその要素」、オーム社、昭和48年
- (29)谷口、植田、「電力系統安定度からみた火力シングルガバナのICV特性」 電気学会全国大会、
昭和54年、No. 883
- (30)谷口、「タービン高速制御による安定度向上」 電中研 研究報告 181050 昭和57年6月

3. 火力プラントモデルに関する参考文献

- (31)松本、他、「変圧運転用超臨界圧貫流ボイラの制御」 火力原子力発電、Vol.30, No.9
- (32)石井、宮岡、桑原、「蒸気タービンの制御特性」 電中研 技術研究所報 Vol.10, No.5,6 昭和30年
- (33)桑原、大野、「蒸気タービン起動時に車室に生じる熱応力と運転標準との対応について」 電中研
技術研究所報 Vol.14, No.6 昭和39年
- (34)水谷、佐藤、山田、「220MW火力発電ユニット動特性試験報告書」 電中研 研究報告 65014
昭和40年5月
- (35)藤本、森塚、「中間負荷火力の運用制御方式-時系列モデルによるボイラ動特性の推定」 電中研
研究報告 284028 昭和59年12月
- (36)谷口、植田、福本、「電力系統長時間動特性解析のための火力貫流プラントモデルの開発」 電中研
研究報告 183047 昭和59年5月
- (37)Y.Sekine, K.Uyeda, T.Ichikawa, E.Taniguchi, et al. "DEVELOPMENT OF A PRECISE SIMULATION PROGRAM
FOR DYNAMIC ANALYSIS OF BULK POWER SYSTEM UNDER FAULTS" 8th Power System Computation
Conference (PSCC) in Finland, Aug. 1984
- (38)谷口、植田、「周波数変動時の火力プラント出力応動特性」 電中研 研究報告 184034
昭和60年4月

- (39)谷口、植田、「電力系統長時間動特性解析のための火力プラントモデルの開発」 電力技術研究会
PE-85-95 昭和60年7月
- (40)井上、谷口、「電力系統動特性解析のための火力プラントモデルとその標準定数」 電中研 研究報告
T91007 平成3年1月
- (41)井上、谷口、「電力系統動特性解析のための火力プラントモデル」 電力技術研究会、PE-92-115
平成4年8月

4. 周波数安定化制御に関する参考文献

- (42)中央電力協議会、系統運用小委員会、「瞬動予備力に関する検討結果報告書」 昭和42年9月
- (43)中地域技術研究連絡会、西日本研究連絡会、「60Hz連系系統における電力-周波数特性の実測」
電学論B97、昭和52年1月
- (44)中地域技術研究連絡会、西日本研究連絡会、「電力系統特性の実測と解析(60Hz系の電力系統特性試験結果報告書)」 昭和50年1月
- (45)谷口、植田、他、「緊急時周波数安定化制御」 電力技術研究会、PE-86-116 昭和61年8月
- (46)井上、谷口、「ガバナ、プラント応動を考慮した周波数変動の簡易解析法」 電気学会全国大会 No. 1182
平成5年3、4月
- (47)長尾、内田、「発電機特性と負荷特性を考慮した潮流計算法」 電中研 研究報告 180008
昭和55年9月
- (48)谷口、棚田、「電力系統の動特性解析計算の高速化-新しい発電機の解析法と励磁系の等価モデルの開発-」
電中研 研究報告 T88030 平成元年1月
- (49)谷口、棚田、「電力系統動特性シミュレーションの高速化」 電気学会全国大会 No. 978 平成元年3月
- (50)竹中、谷口、「電力系統動特性解析における微分方程式解法」 電気学会全国大会 No. 970 平成2年3月
- (51)横山、岩本、「電力系統の長時間安定度計算における数値積分手法に関する考察」 電学論B、110巻6号
平成2年6月
- (52)M. Stubbe, et al., "STAG-A New Unified Software Program for the Study of the Dynamic Behaviour of Electrical Power Systems", IEEE Trans. Power Syst. PS-4, 129, 1989
- (53)EPRI, "Extended Transient-Midterm Stability Package", EL-4610, Jan. 1987
- (54)井上、谷口、市川、「電力系統長時間動特性解析の高速化-トラベゾイダル法の改良-」 電中研 研究報告
T90019 平成3年2月
- (55)井上、谷口、市川、「電力系統長時間動特性解析の高速化-トラベゾイダルでの時間刻み調整論理の提案-」
電気学会B部門大会 論文I No.13 平成3年
- (56)市川、「電力系統からみた原子力発電所の動特性(その1)-沸騰水型軽水炉式原子力発電所の場合-」
電中研 研究報告 175079 昭和51年7月
- (57)市川、「電力系統からみた原子力発電所の動特性(その2)-沸騰水型軽水炉式原子力発電所の動特性シミュレーション・モデル-」 電中研 研究報告 176072 昭和52年7月
- (58)市川、他、「軽水炉発電プラントの単独系統運転特性解析手法の開発」 電中研 研究報告 183054
昭和60年3月

(59)市川, 井上, 堀田, 「電力系統故障時の電子カウンタの応答特性解析」, 電力技術研究会

P E - 8 5 - 9 6 昭和60年7月

(60)T. Ichihara, et al., "Light Water Reactor Plant Modeling for Power System Dynamics Simulation",

IEEE PES Winter Meeting, 87W056-5, Feb. 1987

5. 系統開送列に関する参考文献

(61)電力系統の事故映像記録作成作業専門委員会 「電力系統の事故映像記録作成」 電気学会技術報告(1部)

第354号, 平成2年11月

(62)U. J. Enright, "System restoration following a major disturbance", *Electra*, No. 106, 1986

(63)A. J. Wood "Synchronizing Out of Phase", *AIEE*, April 1957

(64)P. C. Krause, et al., "SHAFT TORQUES DURING OUT-OF-PHASE SYNCHRONIZATION", *IEEE*, PAS-96, No. 4, 1977

(65)J. V. Mische, et al., "SHAFT TORSIONAL STRESS DUE TO ASYNCHRONOUS FAULTY SYNCHRONIZATION", *IEEE*,

PAS-99, No. 5, 1980

(66)M. C. Bogdan, et al., "The effects of HV network faults and switching operation on large turbine-generators", *Electra*, No. 98, 1985

(67)IEEE working report, "IEEE screening guide for planned steady-state switching operations to minimize harmful effects on steam-turbine generators", *IEEE*, PAS-99, No. 4, 1980

(68)同期機特性補償設備専門委員会 「同期機の特殊運転性能」 電気学会技術報告(1部) 第141号,

昭和61年4月

(69)M. E. Edgerton, et al., "The pulling into step of a salient-pole synchronous motor", *Trans. of AIEE*, June 1931

(70)M. E. Edgerton, et al., "Synchronous-motor pulling-into-step phenomena", *Trans. of AIEE*, June 1933
(71)O. P. Mathis, et al., "Study of asynchronous operation and resynchronization of synchronous machines by mathematical models", *Proc. IEE*, Vol. 113 No. 12, Dec., 1966

(72)三浦, 他, 「突極形同期電動機の同期入れ条件について」 電学論 44-45 Vol. 89-5 NO. 968, 1969

(73)堀野, 他, 「突極形同期発電機強制並列時の同期入れ現象について」 電学論 35-18 Vol. 80-2

NO. 657, 1960

(74)松山, 他, 「電力系統における同期機の非同調運転および非同調現象」 電学論 47-855 Vol. 92-8
NO. 9, 1972

(75)谷口, 他, 「系統開送列現象解析手法の開発と試験による検証」 電力技術研究会 P E - 8 7 - 6 8

昭和62年8月

(76)電気学会電気設備調査会標準規格 「同期機 J E C 1 1 4 - 1 9 7 9」

(77)谷口, 「系統開送列現象の解析—解析手法の開発と基本的現象の解析—」 電中研 研究報告 T 8 6 0 4 7

昭和62年4月

(78)同期機運営専門委員会 「同期機の定相制」 電気学会技術報告(1部) 第128号, 昭和54年9月

(79)M. Taniguchi, et. al., "DEVELOPMENT OF SIMULATION METHOD TO ANALYZE POWER SYSTEM REPARALLELING OF

ISLANDED SYSTEMS" CIGRE SC39 Tokyo Colloquium, Oct. 1987, Tokyo

- (80)谷口,「系統間並列現象の基礎的検討」 電力技術研究会, P E - 8 7 - 6 7, 昭和62年8月
- (81)谷口, 鈴木, 熊野, 他,「同期発電機の一時的減速現象-交直流電力系統シミュレータによる試験と考察-」
電中研 研究報告 T 8 7 0 8 0 昭和63年9月
- (82)町田, 他,「交流・直流電力系統シミュレータの開発」 電力中央研究所 総合報告 117 昭和59年5月
- (83)城桑, 谷口, 他,「系統間並列現象の解析(その2) - 2機無限大系統における交・直流電力系統シミュレータ実験 -」, 電中研 研究報告 T 8 7 0 2 7 昭和63年1月
- (84)城桑, 谷口, 他,「系統間並列現象の解析(その3) - 2機無限大系統における交・直流電力系統シミュレータ実験 -」, 電中研 研究報告 T 8 7 1 0 0 昭和63年11月
- (85)谷口,「系統間並列現象解析手法の開発と試験による検証」 電力技術研究会, P E 8 7 - 6 8,
昭和62年8月
- (86)谷口, 城桑, 他,「系統間並列現象の交直流電力系統シミュレータによる試験と解析」 電力技術研究会,
P E 8 8 - 7, 昭和63年8月
- (87)城桑, 谷口, 他,「系統間並列現象の解析-2機無限大系統における交・直流電力系統シミュレータ実験-」,
電気学会全国大会, No.889, 昭和63年
- (88)給電より見た電力機器運用限度調査専門委員会「給電より見た電力機器運用限度」 電気学会技術報告
(Ⅱ部)第183号, 昭和63年2月
- (89)谷口, 北内,「周波数差の大きい電力系統間の並列」 電力技術研究会, P E 9 0 - 110, 平成2年8月
- (90)谷口, 他,「火力・原子力運転特性を考慮した系統間並列条件」 電中研 依頼報告 T 8 8 5 2 3 平成元
年5月

6. 揚水発電所モデルに関する参考文献

- (91)B. Jacobian "Pump Modelling for Power System Stability Studies", Electrical Energy Conference, 1978.
Australian Electrical Research, Canberra 10-12 May
- (92)J. E. Smith, et al, "Assessment of hydroturbine models for power-systems studies", IEE PROC.,
Vol. 130 Pt. C, No. 1, Jan. 1983
- (93)長尾, 谷口,「ポンプ水車を含む水路系過渡現象の簡易解析手法」 電力中央研究所 研究報告
1 8 2 0 5 9 昭和58年6月
- (94)田中, 他,「580m級落差差, 大容量ポンプ水車」 三菱重工技報, Vol. 9, No. 2, 昭和53年
- (95)秋元,「水撃作用と圧力振動」 日刊工業, 昭和51年
- (96)長尾, 田中,「電力系統の運転安定化のために-安定度の概念と実務面からみた最近の解析技術-」
電学誌, 1 0 9 巻5号, 平成元年5月
- (97)「電気工学ハンドブック」 p955, 昭和63年
- (98)森口, 他,「数学公式Ⅱ」 p86, 岩波全書, 1972年
- (99)谷口, 長尾, 植笠,「安定度解析のための揚水発電所モデルの開発」, 電気学会B部門大会, 論文 I
No. 15, 平成2年7月
- (100)谷口, 長尾, 植笠,「安定度解析のための揚水発電所モデルの開発」, 電学論B, 111巻2号, 平成3年

略語および用語一覧

略語および用語で一般になじみの薄いものを示す。〔 〕内は初出の節あるいは項の番号である。

A方式（A P C方式）	〔 3. 1. 3 項 〕	：火力貫流プラントの制御方式のひとつ
BWR	〔 5. 4 節 〕	：沸騰水形原子力発電所
B方式（D E B方式）	〔 3. 1. 3 項 〕	：火力貫流プラントの制御方式のひとつ
C V （加減弁）	〔 2. 1 節 〕	：火力プラントで主蒸気流量を制御して発電機出力を制御する弁
E H C （電子油圧式ガバナ）	〔 2. 1 節 〕	：ガバナのⅠ形式
G F 運転（ガバナフリー運転）	〔 2. 1 節 〕	：回転数に応じて出力を変化させるガバナの運転モード
G F 幅（ガバナフリー幅）	〔 2. 1 節 〕	：G F 運転時の負荷制限と負荷設定の差
G M （ガバナモータ）	〔 2. 1 節 〕	：負荷設定を定めるモータ、負荷設定と同義で使用。
I C V （インターセプト弁）	〔 2. 1 節 〕	：火力プラントで再熱器出口蒸気流量を制御する弁
L L 運転（ロードリミット運転）	〔 2. 1 節 〕	：微小な回転数変動では出力を変化させないガバナの運転モード
L L 幅（ロードリミット幅）	〔 2. 1 節 〕	：L L 運転時の負荷設定と負荷制限の差
L M （ロードリミットモータ）	〔 2. 1 節 〕	：負荷制限を定めるモータ、負荷制限と同義で使用。
M H C （機械油圧式ガバナ）	〔 2. 1 節 〕	：ガバナのⅠ形式
ガバナモータ	〔 2. 1 節 〕	：ガバナへの負荷設定用モータ
ガバナフリー運転	〔 2. 1 節 〕	：回転数に応じて出力を変化させるガバナの運転モード
シングルガバナ	〔 2. 1 節 〕	：M H C のⅠ形式
周波数バイアス	〔 3. 1. 1 項 〕	：火力貫流プラント制御系のひとつ
スクラム	〔 5. 4. 1 項 〕	：BWR 原子力プラントのトリップ
ダブルガバナ	〔 2. 1 節 〕	：M H C のⅡ形式
ボールスリップ	〔 5. 3. 2 項 〕	：同期機の回転磁界の向きが他の同期機の回転磁界と逆になること
リフト	〔 2. 2. 6 項 〕	：C V や I C V サーボモータピストンの位置
ロードリミット運転	〔 2. 1 節 〕	：微小な回転数変動では出力を変化させないガバナの運転モード
ロードリミットモータ	〔 2. 1 節 〕	：ガバナへの負荷制限用モータ
6 5 M （ガバナモータ）	〔 2. 1 節 〕	：ガバナへの負荷設定用モータ
7 7 M （ロードリミットモータ）	〔 2. 1 節 〕	：ガバナへの負荷制限用モータ